



TUGAS AKHIR – TM 095502

**PERHITUNGAN TRANSMISI DAN GAYA
PADA MESIN PENCACAH RUMPUT GAJAH**

**MUHIBBUL HANIF
NRP : 2112 030 046**

**Dosen Pembimbing
Ir. Eddy Widiyono, MSc
19601025 198701 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



FINAL PROJECT – TM 095502

**CALCULATION OF TRANSMISSION AND
FORCE IN THE MACHINE ENUMERATOR
BULRUSH**

**MUHIBBUL HANIF
NRP : 2112 030 046**

**Advisior
Ir. Eddy Widiyono, MSc
19601025 198701 1 001**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya
2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PERHITUNGAN TRANSMISI DAN GAYA PADA MESIN PENCACAH RUMPUT GAJAH

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Ahli Madya
pada

Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MUHIBBUL HANIF

NRP 2112 030 046

Mengetahui dan Menyetujui
~~Dosen Pembimbing~~



Ir. Eddy Widnyono, MT.
NIP. 19601025 198701 1 001

SURABAYA, JANUARI 2016

PERHITUNGAN TRANSMISI DAN GAYA PADA MESIN PENCACAH RUMPUT GAJAH

Nama Mahasiswa : Muhibbul Hanif
NRP : 2112 030 046
Jurusan : Diploma III Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ir. Eddy Widiyono, MSc

ABSTRAK

Rumput gajah adalah bahan makanan yang paling umum dikonsumsi oleh hewan ternak, seperti kambing atau sapi. Untuk mengantisipasi kelangkaan cadangan makanan untuk ternak, maka dilakukan fermentasi agar bahan makanan dapat bertahan dalam jangka waktu yang lebih lama dari waktu normal. Kandungan pakan fermentasi lebih bergizi dibanding dengan yang belum difermentasi.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan pembuatan mesin pencacah rumput gajah dengan melalui perhitungan elemen mesin. Langkah – langkah yang dilakukan untuk tujuan tersebut adalah: observasi alat pencacah yang sudah ada, studi literature, pengambilan data, desain alat, pengadaan alat, perakitan alat dan kemudian pengujian alat. Sehingga dapat mengetahui kapasitas mesin tersebut

Hasil perhitungan dan pembahasan diperoleh kesimpulan bahwa F_0 Menentukan berapa torsi dan daya dibutuhkan adalah 2,073kW belt yang dipilih adalah V-Belt jenis A dengan umur belt 1984 jam, panjang belt 1321 mm, diameter puli I (70mm), II(97mm), III 44mm (puli iddle) dengan bahan besi tuang sedangkan puli iddle . Untuk diameter-dalam bearing/bantalan yang adalah 40mm (ball bearing-single row deep groove type 6208) dengan umur bearing 1.087.764 jam kerja. Dimensi pasak 2cmx9,525mmx9,525mm Maka kapasitas yang diperoleh dari mesin pencacah rumput gajah sebesar 34,5 kg/jam

Kata Kunci : Belt , Puli Dan Bearing /Bantalan, pasak



CALCULATION OF TRANSMISSION AND FORCE IN THE MACHINE ENUMERATOR BULRUSH

Student Name : Muhibbul Hanif
NRP : 2112 030 046
Department : Diploma III Mechanical
Engineering FTI-ITS
Advisor : Ir. Eddy Widiyono, MSc

ABSTRACT

Bulrush is the most common foods consumed by livestock, such as goats or cow. For anticipate the scarcity of supplementary feeding to livestock, then the fermentation of foodstuffs in order to survive in a time period longer than the time normal. Contains fermented feed more nutritious than with that has not been fermented.

In this final task will be making thrasher grass with through the calculation of machine elements. Steps - steps taken for this purpose are: observation count tool that already exists, literature study, data collection, tool design, procurement of equipment, assembly tools and then testing tools. In order to know the capacity of the machine.

Results of calculation and analysis Calculation results and discussion we concluded that F_0 Determine how much torque and power needed is 2,073kW selected belt is a V-belt type A with a 1984 hour lifespan belt, belt length of 1321 mm, the diameter of the first pulley (70mm), II (97mm), III 44mm (pulley iddle) with cast iron material whereas iddle pulleys. To the inside diameter of the bearing / bearing is 40mm (ball bearing-type single row deep groove 6208) with 1,087,764 bearing age working hours. Dimension of pin 2cmx9,525mmx9,525mm. Then the capacity derived from bulrush thrasher of 34.5 kg / hr.

Key Word: Belt, Pulley And Bearing, Pin



KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb.

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-NYA, sehingga penyusunan tugas Akhir yang berjudul :

“PERHITUNGAN TRANSMISI DAN GAYA PADA MESIN PENCACAH RUMPUT GAJAH ” dapat diselesaikan dengan baik.

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku Koordinator Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Bapak Ir. Eddy Widiyono, MSc dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbinganya sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT. Selaku dosen wali yang telah memberikan bimbingannya selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas akhir ini.
6. Ayah, Ibu dan keluarga tercinta atas kasih sayang, doa, dukunganya serta materi yang tak ada hentinya diberikan kepada penulis.

7. Teman-teman Kontra'an Sutorejo yang telah memberikan motivasi dan semangat kebersamaan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Semua teman-teman warga atau alumni angkatan 2010, 2011, 2012 dan 2013 atas segala pelajaran hidupnya.
9. Dan Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih belum sempurna, untuk itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Dan semoga hasil dari laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan. Amin

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, 18 Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Fermentasi Pakan Ternak	5
2.1.1 Macam-macam Fermentasi Pakan Ternak	5
2.1.1 Fermentasi Rumput Gajah	6
2.1.1 Fermentasi Bonggol Jagung	8
2.2 Mesin Pencacah Rumput Gajah, Penghancur Bonggol Jagung, dan pengaduk	10
2.2.1 Mesin Pencacah Rumput Gajah	11
2.2.2 Mesin Penghancur Bonggol Jagung Mini 50 Kg/jam	12
2.3 Belt Dan Puli	13
2.3.1 Gaya potong, Torsi dan Daya	20
2.3.2 Daya dan Momen Perencanaan	20
2.3.3 Pemilihan Belt	22
2.3.4 Pemilihan atau Perhitungan Diameter Puli	23
2.3.5 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier	25
2.3.6 Panjang Belt (L)	26

2.3.7 Jarak Kedua Sumbu Poros (C).....	26
2.3.8 Gaya Tarik Efektif.....	27
2.3.9 Rangkaian Elastis (Elastis Creep).....	29
2.3.10 Tegangan Maksimal yang ditimbulkan	31
2.3.11 Perhitungan Umur Belt	32
2.3.12 Tegangan yang Timbul Akibat Beban	33
2.3.13 Sudut Kontak	34
2.3.14 Dimensi Puli	35
2.3.15 Gaya-Gaya Yang Diterima Poros Puli.....	35
2.4 Poros	36
2.4.1 Definisi Poros	36
2.4.2 Perhitungan Poros	36
2.5 Bantalan (Bearing)	37
2.5.1 Klasifikasi Bantalan.....	39
2.5.2 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing ...	41
2.6 Perencanaan Pasak	45
2.6.1 Perhitungan berdasarkan tegangan Geser.....	49
2.6.2 Perhitungan berdasarkan tegangan kompresi.....	51

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir.....	53
3.2 Penjelasan Diagram Alir.....	54
3.3 Gambar Sket dan Cara Kerja.....	56
3.3.1 Sket Mesin 3 in 1 (pencacah rumput Gajah, penghancur bonggol jagung, dan pengaduk) ...	56
3.3.2 Cara Kerja	56

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Gaya	59
4.1.1 Menghitung Gaya Potong	59
4.2 Perhitungan Belt dan Puli	62
4.2.1 Belt dan Puli I	62
4.2.1.1 Daya dan Momen Perencanaan	62

4.2.1.2 Pemilihan Belt	63
4.2.1.3 Diameter Puli	64
4.2.1.4 Kecepatan Keliling	66
4.2.1.5 Panjang Belt	67
4.2.1.6 Gaya-Gaya Pada Belt	69
a. Gaya Tarik Efektif	69
b. Sudut Kontak	69
c. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor Dan Kencang.....	70
4.2.1.7 Perhitungan Tegangan Yang Timbul Akibat Beban	71
4.2.1.8 Tegangan Pada Belt.....	71
4.2.1.9 Jumlah Putaran Belt Per Detik	72
4.2.1.10 Prediksi Umur Belt	73
4.2.1.11 Gaya-Gaya Yang Diterima Poros Puli	74
4.3 Perhitungan Poros	75
4.4 Perhitungan Bearing	77
4.2.1 Perhitungan Beban Ekuivalen.....	77
4.2.2 Umur Bearing	78
4.2.3 Besar Daya Yang Hilang Dibantalan.....	79
4.5 Perhitungan Pasak.....	81
4.5.1 Perhitungan panjang pasak pada poros utama berdasarkan tegangan geser	82
4.5.2 Perhitungan berdasarkan tegangan kompresi.....	83
4.6 Hasil Rancangan Alat	85
4.7 Hasil Percobaan	86
4.8 Pembahasan	86
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	89
5.2 Saran	90
DAFTAR PUSTAKA	91
LAMPIRAN	
BIODATA	



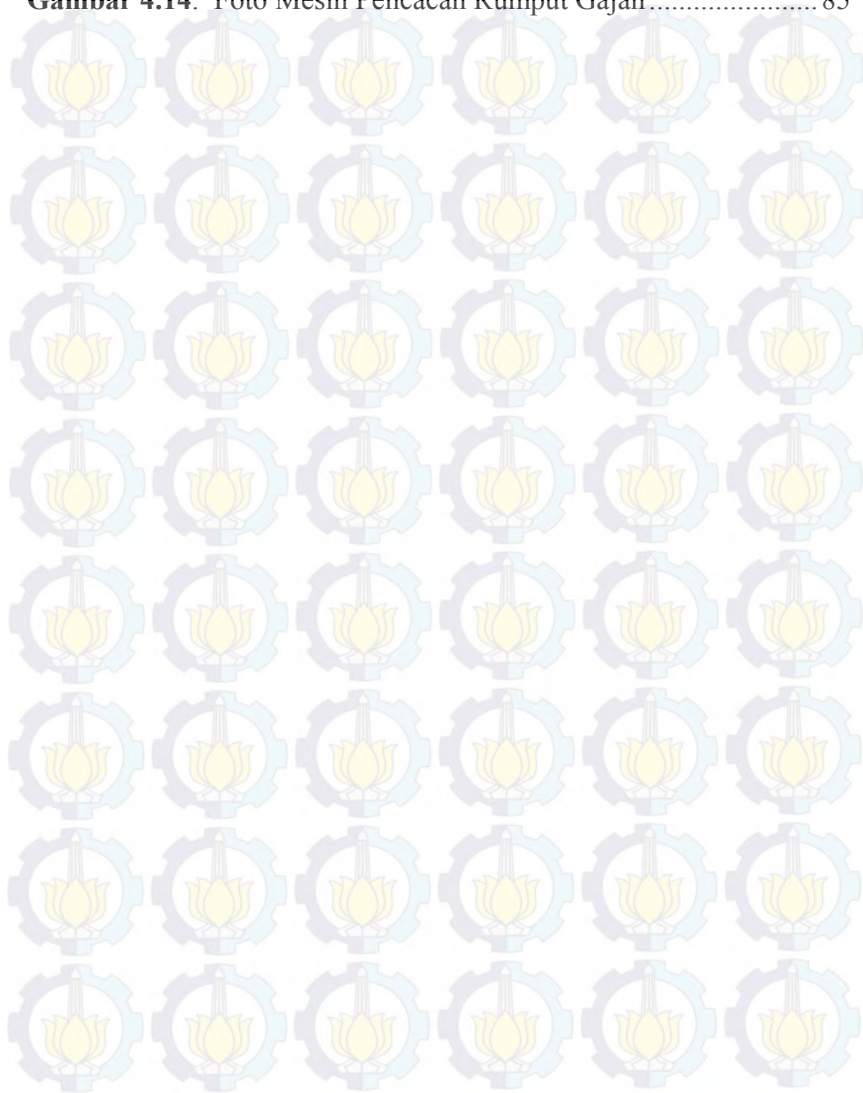
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Fermentasi Rumput Gajah.....	8
Gambar 2.2. Fermentasi Bonggol Jagung.....	9
Gambar 2.3. Desain mesin 3 in 1 (pencacah rumput Gajah, penghancur bonggol jagung, dan pengaduk	10
Gambar 2.4. Mesin pencacah rumput gajah.....	11
Gambar 2.5. Mesin Penghancur Bonggol Jagung Mini Kg/jam.....	50 12
Gambar 2.6. Belt dan Puli.....	12
Gambar 2.7. Flat Belt.....	13
Gambar 2.8. Susunan Komposisi Belt-V	13
Gambar 2.9. V-Belt Konvensional Tugas Berat.	16
Gambar 2.10. V-Belt Konvensional SI Tugas Berat.....	16
Gambar 2.11. V- Belt Tugas Ringan.....	16
Gambar 2.12. Starrope, Prene V-rope, Flextar dan Flat Belt...	18
Gambar 2.13. Hexagonal dan Raw Edge	18
Gambar 2.14. Raw Edge, Ribstar, Polymar dan MB belt	19
Gambar 2.15. Timing Belt.....	19
Gambar 2.16. Diagram Pemilihan V-belt	22
Gambar 2.17. Dimensi Beberapa Tipe dari V-belt	23
Gambar 2.18. Panjang Belt, Jarak antar Sumbu, dan Sudut Kontak.....	26
Gambar 2.19. Distribusi Tarikan atau Gaya pada Belt	28
Gambar 2.20. Kondisi Belt dan Diagram Creep	30
Gambar 2.21. Diagram Tegangan pada Belt yang Terjadi di Berbagai Tempat.....	31
Gambar 2.22. Sudut Kontak Belt.....	34
Gambar 2.23. Bentuk dan Dimensi Puli.....	35
Gambar 2.24. Konstruksi Poros dengan Bearing.....	37
Gambar 2.25. Kontruksi Bearing	35

Gambar 2.26. Journal Bearing	38
Gambar 2.27. Journal Bearing dan Ketebalan Minyak Pelumas	39
Gambar 2.28. Ball Bearing Dan Roller Bearing	39
Gambar 2.29. Rolling Bearing (needle)	40
Gambar 2.30. Bearing Terpasang pada Crankshaft	40
Gambar 2.31. Dimensi Pasak	45
Gambar 2.32. Kedudukan pasak terhadap poros	46
Gambar 2.33. poros, pasak, dan hub	46
Gambar 2.34. Jenis pasak dan pemasangannya pada poros	47
Gambar 2.35. Pasak Datar Segi Empat	48
Gambar 2.36. Pasak Bintang Lurus	48
Gambar 2.37. Pasak Berkepala	49
Gambar 2.38. Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi	50
Gambar 2.39. Gaya tangensial pada pasak yang terkena tegangan Geser	50
Gambar 2.40. Gaya kompresi pada pasak	51
Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian	54
Gambar 3.2. Gambar Sket Mesin 3 in 1	56
Gambar 4.1. Percobaan	59
Gambar 4.2. Pisau pencacah rumput gajah	60
Gambar 4.3. Dimensi Belt Jenis A	64
Gambar 4.4. Diameter Puli 1 dan Puli 2	65
Gambar 4.5. Bentuk Penampang Puli	65
Gambar 4.6. Bentuk Sudut Groove dari Puli	66
Gambar 4.7. Gaya-Gaya yang Terjadi pada Belt	66
Gambar 4.8. Sket Panjang Belt dan Jarak Poros	68
Gambar 4.9. Gaya yang diterima Poros Puli	74
Gambar 4.10. Pasak pada Poros	81
Gambar 4.11. Dimensi Pasak	82
Gambar 4.12. Tegangan geser pada pasak	82

Gambar 4.13. Gaya kompresi pada pasak..... 84

Gambar 4.14. Foto Mesin Pencacah Rumput Gajah..... 85



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Diameter Pulley Yang Kecil	24
Tabel 2.2. Koefisien Gesek Antara Belt Dan Puli	29
Tabel 2.3. Harga Rata-Rata Koefisien Gesek Pada Bearing	41
Tabel 2.4. Ball Bearing Service Factors	44
Tabel 4.1. Hasil percobaan gaya potong	60
Tabel 4.2. Hasil Cacahan Rumput Gajah	86



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kebutuhan daging potong dari hewan ternak yang semakin meningkat. Kualitas daging yang dihasilkan hewan ternak tersebut juga menjadi faktor utama daging lokal bisa memenuhi kebutuhan akan daging.

Peternakan hewan di Indonesia kerap dihadapkan pada sejumlah problematika. Persoalan tersebut salah satunya terkait dengan kondisi iklim Indonesia yang notabene termasuk negara tropis. Hal yang cukup krusial yang kerap menjadi problem bagi para peternak adalah ketersediaan pakan berupa hijauan makanan ternak (HMT) yang tidak selalu kontinu. Kondisinya lebih parah manakala musim kemarau tiba. Bahan pakan ketersediaan bahan pakan hijauan bagi ternak pun sangat sulit didapatkan.

untuk mengatasi persoalan tersebut, salah satu solusi yang bisa ditempuh ialah penggunaan silase dalam pengolahan pakan ternak. Silase merupakan makanan ternak yang memiliki kadar air tinggi, diolah melalui proses fermentasi dengan bantuan jasad renik. Silase merupakan hijauan makanan ternak yang diawetkan dengan menggunakan teknik fermentasi. Awetan segar hijauan pakan itu dihasilkan setelah rumput mengalami proses insilase (fermentasi) yang dibantu oleh bakteri asam laktat dalam suasana asam dan anaerob.

Satu lagi masalah peningkatan gizi agar kualitas daging yang dihasilkan, perlu juga dicampur dengan bonggol jagung yang sudah dihaluskan. Oleh karena itu kami membuat alat yang bertujuan untuk membuat bahan baku membuat pakan ternak yang memiliki gizi tinggi dan bisa bertahan cukup lama. Suatu Alat yang memungkinkan untuk melakukan 3 proses yaitu proses pencacah rumput gajah, penghancur

bonggol jagung, dan pengaduk campuran dari rumput gajah dan bonggol jagung.

.Disini akan difokuskan untuk salah satu bagian dari 3 proses yang dapat dilakukan mesin tersebut, yaitu untuk pencacah rumput gajah.

1.2. Rumusan Masalah

Dari uraian singkat dan latar belakang, maka dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

1. Berapa Gaya gesek pada pisau pencacah
2. Berapa diameter puli driver dan puli driven yang akan digunakan pada mesin pencacah rumput gajah.
3. Bagaimana jenis dan bahan belt yang akan digunakan di mesin pencacah rumput gajah.
4. Jenis bearing/bantalan apa yang akan dipergunakan didalam mesin pencacah rumput gajah dan berapa daya yang hilang dibantalan.
5. Berapa kapasitas yang dihasilkan mesin pencacah rumput gajah pada hasil percobaan.
6. Berapa Dimensi pasak yang digunakan.

1.3. Tujuan

Tujuan dari pembuatan alat ini :

1. Untuk mengetahui gaya gesek pada pisau pencacah, dan menentukan Torsi serta Daya
2. Agar dapat mengetahui diameter puli driver dan puli driven yang akan dipergunakan.
3. Mengetahui jenis dan bahan belt yang akan dipergunakan di mesin pencacah rumput gajah
4. Untuk mengetahui jenis bearing/bantalan yang akan digunakan sehingga dapat mengetahui daya yang hilang di bantalan.
5. Untuk mengetahui kapasitas yang dihasilkan mesin pencacah rumput gajah pada hasil percobaan.

6. Untuk mengetahui dimensi pasak yang digunakan

1.4. Batasan Masalah

Dalam rancang bangun alat ini yang diproses adalah rumput gajah yang dimanfaatkan untuk bahan makanan hewan ternak yang difermentasi. Permasalahan yang dibahas dalam rancang bangun alat ini meliputi :

1. Rancang bangun alat ini tidak membahas biaya proses produksi.
2. Rangka di asumsikan kuat menahan gaya-gaya yang terjadi.
3. Tidak membahas vibrasi yang terjadi pada saat mesin pencacah rumput gajah beroperasi.

1.5. Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang, tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan dalam rancang bangun Tugas Akhir.

BAB II. DASAR TEORI

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan Tugas Akhir.

BAB III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan, diagram alir perancangan dan proses simulasi.

BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

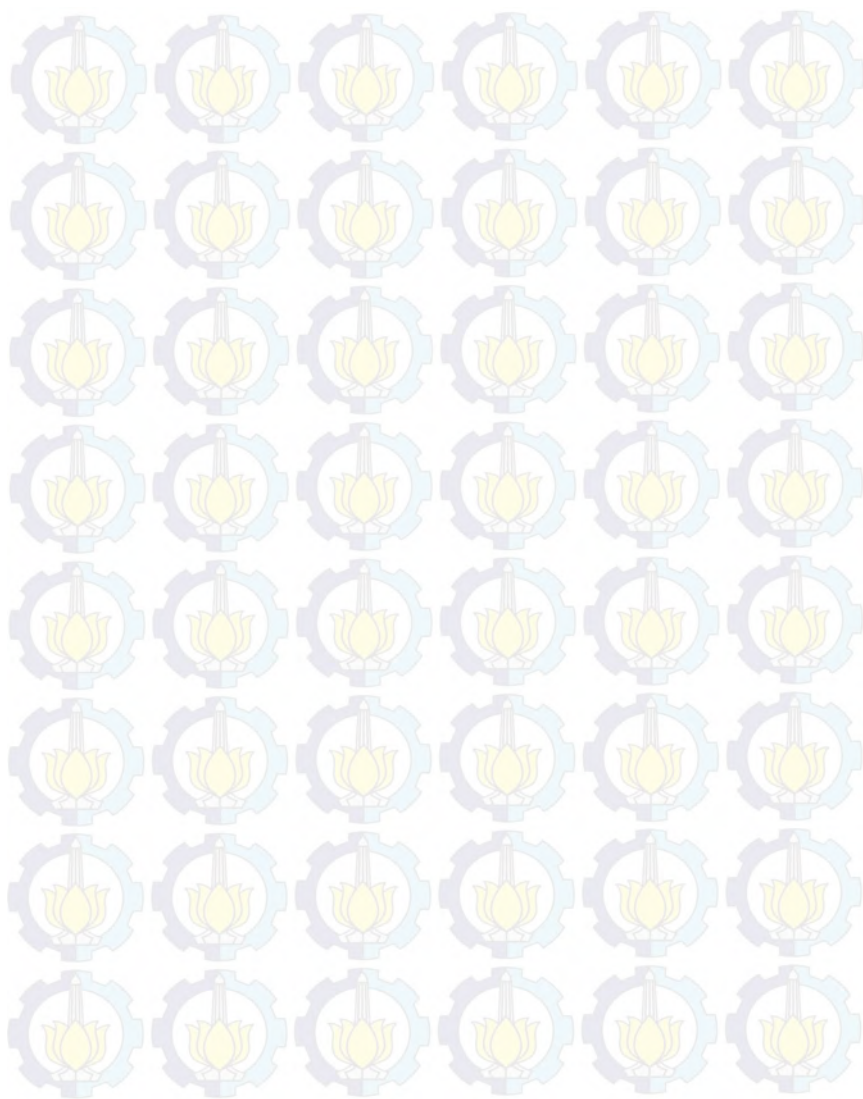
Pada bab ini dibahas tentang perhitungan dan analisis dari data yang didapat dari hasil perancangan.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



BAB II

DASAR TEORI

Pada bab ini akan dibahas mengenai fermentasi pada pakan ternak khusus untuk rumput gajah dan janggel jagung dan, tujuan dari fermentasi, mesin-mesin yang sudah pernah dibuat sebelumnya, dan komponen-komponen mesin seperti belt, puli maupun bearing(bantalan).

2.1 Fermentasi Pakan Ternak

2.1.1 Macam-Macam Fermentasi Pakan Ternak

Macam-macam pakan fermentasi sapi artinya ada banyak jenis limbah pertanian atau hijauan makanan ternak yang dapat difermentasikan untuk ternak sapi. Sebelumnya perlu diketahui tujuan utama fermentasi makanan sapi adalah untuk efisiensi dalam penyediaan pakan. Berkembang karena adanya keterbatasan dalam mendapatkan hijauan makanan ternak, jika di daerah anda masih terdapat hijauan makanan ternak segar sebaiknya gunakan itu saja. Proses fermentasi makan ternak ini dilakukan karena pakan hasil fermentasi dapat disimpan dalam waktu yang lama dan cenderung mudah dikonsumsi oleh sapi, kerbau, kambing, domba dan kuda.

Macam-macam Bahan Alam yang dapat dijadikan pakan fermentasi sapi adalah:

1. Tangkai Jagung kering, disini tidak terbatas hanya pada tangkai jagung, tapi daun serta kulit yang sudah kering sekalipun dapat dijadikan makanan sapi (ternak ruminansia) setelah melalui proses fermentasi
2. Tongkol Jagung, biasanya petani jagung adalah seorang peternak sapi juga, sering petani tidak memanfaatkan tongkol jagung secara optimal, umumnya tongkol dibuang dengan dibakar. Tongkol jagung ternyata

memiliki serat dan kandungan protein yang dapat dijadikan makanan ternak sapi, setelah dilakukan fermentasi.

3. Tangkai padi (jerami), dikala musim panen padi ketersediaan jerami sangat melimpah, jerami juga jarang dimanfaatkan oleh petani untuk pakan ternak mereka, biasanya hanya dibuang dan dibakar. Jerami adalah salah satu limbah pertanian yang paling mudah difermentasi.
4. Ampas kulit kopi, lunak dan disukai oleh ternak jadi tanpa proses fermentasi sekalipun dapat diberikan secara langsung kepada ternak.
5. Kulit kakao (cokelat), kulit cokelat ini juga salah satu limbah pertanian yang disukai ternak, tapi kulit kakao tidak baik bila diberikan begitu saja kepada sapi, ada zat kitin yang sulit dicerna oleh lambung ruminasia pada kulit kakao. Untuk itu sebaiknya kulit kakao difermentasikan terlebih dahulu sebelum diberikan pada ternak sapi.
6. Rumput kering atau rumput yang sudah tua, biasanya baik rumput gajah dan rumput lapangan yang sudah tua kurang disukai oleh ternak sapi, biasanya rumput yang tua dibuang oleh peternak sapi, alangkah baiknya jika difermentasikan dan disimpan, jadi saat musim paceklik para peternak tidak kesulitan dalam memperoleh pakan. Rumput yang berlebih sebaiknya jangan dibiarkan menjadi tua, jadikanlah hay, hay sama kualitasnya dengan rumput segar.

Karena Mesin yang dibuat untuk Rumput Gajah dan Bonggol jagung, maka yang dibahas bagaimana proses fermentasi rumput gajah dan bonggol jagung.

2.1.2 Fermentasi Rumput Gajah

Silase adalah hijauan pakan ternak yang mengalami proses fermentasi dan masih banyak mengandung air, berwarna hijau dan disimpan dalam keadaan anaerob. Hijauan makanan ternak yang dibuat silase

mengandung bahan kering 25-35% dengan kandungan air 65-75%. Untuk memperoleh hasil silase yang baik, hijauan tersebut dilayukan terlebih dahulu 2-4 jam (Reksohadiprodjo, 1995). Tujuan pembuatan silase adalah untuk mendapatkan bahan pakan yang masih banyak mengandung air, bermutu tinggi serta tahan lama, untuk dapat dipergunakan pada masa kekurangan makanan hijauan. Silase termasuk pakan hijauan yang baik untuk ternak ruminansia karena palatabilitasnya masih baik dan akseptabel serta daya racunnya kecil (Lubis, 1992).

Keuntungan dalam pembuatan silase adalah jumlah zat makanan relatif lebih lama dapat dipertahankan, pembuatannya tidak dipengaruhi cuaca dan kehilangan zat makanan di lapangan dapat dikurangi. Semua bagian tanaman dapat dibuat silase dan dapat dimakan oleh ternak. Batang hijauan yang biasanya dibuang pada pakan segar setelah dibuat silase dapat dimakan ternak. Konsumsi silase bergantung dari bahan keringnya, palatabilitasnya dan ukuran partikel (panjang pemotongan) sedangkan daya cernanya berhubungan dengan aktivitas rumen dan ketersediaan bakteri sellulosa dan hemisellulosa (Cuilison, 1975).

Hijauan yang dapat dibuat silase dapat berupa rumput atau legum, tetapi yang sering digunakan adalah rumput gajah. Rumput gajah merupakan salah satu dari banyak rumput tropis yang digunakan sebagai silase. Faktor-faktor yang mendukung sehingga rumput gajah banyak dikonsumsi oleh ternak ruminansia dan mempunyai palatabilitas yang cukup tinggi dan mudah dikembangkan dengan waktu pemotongan berulang yang tidak terlalu lama, yaitu 4-5 minggu pada musim hujan dan 6-7 minggu pada musim kemarau (Rismunandar, 1989).



Gambar 2.1 Fermentasi Rumput Gajah

Prinsip pembuatan silase adalah mengeluarkan oksigen secepat mungkin sehingga terbentuknya suasana asam dalam penyimpanan (terbentuk asam laktat), keadaan hampa udara (anaerob). Untuk mendapatkan suasana anaerob dikerjakan dengan cara ditekan. Baik dengan menggunakan alat atau diinjak-injak sehingga udara sekecil mungkin (minimal) baik. Adapun beberapa syarat yang harus diperhatikan misalnya kadar air, kecepatan dan kesempurnaan mengeluarkan udara selama (Perry, 1980).

2.1.3 Fermentasi Bonggol Jagung

Penggunaan tongkol atau janggol jagung sebagai pakan ternak belum banyak dikembangkan di masyarakat. Hal ini disebabkan oleh kualitas pakan yang dihasilkan relatif rendah seperti pada limbah pertanian lainnya. Tongkol jagung ini mempunyai kadar protein yang rendah (2,94) dengan kadar lignin (5,2%) dan cellulose yang tinggi

(30%), dan pencernaan $\hat{A} \pm 40\%$. Tongkol jagung yang hanya digiling biasanya dipakai untuk campuran ransum sapi potong hanya sebanyak 10% dari susunan ransum.

Tongkol jagung sangat mudah terkontaminasi oleh kapang *aspergillus flavus* yang memproduksi senyawa beracun sehingga perlu dicari cara pengawetannya sehingga dapat disimpan dalam jangka waktu lama sebagai persediaan pakan saat rumput susah didapatkan terutama saat musim kemarau. Silase merupakan salahsatu cara pengawetan yang sudah lama dikembangkan terutama untuk bahan pakan dari tanaman yang mengandung kadar air yang tinggi yang di mana tidak memungkinkan untuk dikeringkan (rumput dan hijauan lain) atau tanaman yang akan mudah rusak kualitasnya bila dibiarkan mengering (jagung dan sorghum).



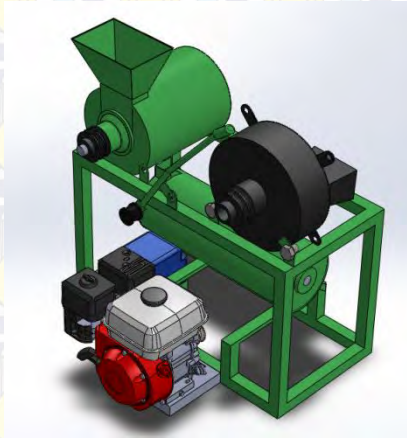
Gambar 2.2 Fermentasi Bonggol Jagung

Fermentasi tongkol jagung dilakukan dengan menggiling/cacah sehingga ukurannya menjadi lebih kecil dan meningkatkan tingkat pencernaan pakan. Tongkol jagung giling kemudian difermentasi secara aerob dengan menggunakan larutan stater (*Tricoderma*). Proses fermentasi berlangsung selama 3 hari dan selanjutnya tongkol jagung

fermentasi dapat diberikan kepada ternak. Pemberian tongkol jagung yang difermentasi dan dicampur dengan konsentrat mampu meningkatkan bobot badan sapi potong dari 230 menjadi 325 kg dengan pertambahan bobot badan harian sebesar 0,88 kg/hari/ekor. Untuk sapi potong yang diberi pakan sesuai dengan kebiasaan peternak setempat, bobot badan meningkat dari 215,5 kg menjadi 273,4 kg atau memiliki penambahan bobot badan harian 0,5 kg/ekor/hari.

2.2 Mesin Pencacah Rumput Gajah, Penghancur Bonggol Jagung, dan pengaduk

Mesin Pencacah Rumput Gajah dan Penghancur Bonggol Jagung berfungsi untuk mempermudah sebelum proses fermentasi. Berikut Desain dari mesin 3 in 1 yang kami buat



*Gambar 2.3 Desain mesin 3 in 1
(pencacah rumput gajah,
penghancur bonggol jagung, dan
pengaduk*

Berikut ini merupakan contoh-contoh mesin tersebut yang telah ada di pasaran :

2.2.1 Mesin Pencacah Rumput Gajah



Gambar 2.4 Mesin pencacah rumput gajah
(Sumber : <http://www.mesin-industri.com/>)

Spesifikasi Mesin :

- Motor : ½ HP
- Penggerak : pully dan belt
- Dimensi : 85 x 53 x 80 cm
- Rangka : Besi siku 5 x 5 cm
- Pisau : Besi baja 2 pc

2.2.2 Mesin Penghancur Bonggol Jagung Mini 50 Kg/jam

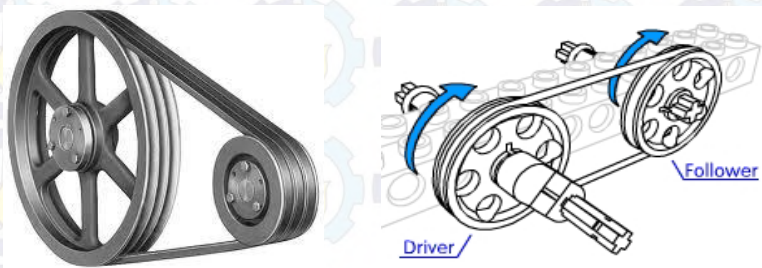


Gambar 2.5 Mesin penghancur bonggol jagung 50Kg/jam
(Sumber : www.mesin.blogspot.com)

Spesifikasi Mesin :

- Dimensi : 550 x 450 x 800 mm
- Rangka : Besi siku
- Pisau : Baja karbon
- Penggerak : Motor bensin
- Kapasitas : 50 kg per jam

2.3 Belt dan Puli



Gambar 2.6 Belt dan Puli

- **Belt Datar (Flat Belt)**



Gambar 2.7 Flat Belt

Bahan belt pada umumnya terbuat dari samak atau kain yang diresapi oleh karet. Belt datar yang modern terdiri atas inti elastis yang kuat seperti benang baja atau nilon.

Beberapa keuntungan belt datar yaitu:

- a) Pada belt datar sangat efisien untuk kecepatan tinggi dan tidak bising
- b) Dapat memindahkan jumlah daya yang besar pada jarak sumbu yang panjang
- c) Tidak memerlukan puli yang besar dan dapat memindahkan daya antar puli pada posisi yang tegak lurus satu sama lain.
- d) Belt datar khususnya sangat berguna untuk instalasi penggerak dalam kelompok karena aksi klos.

- **Belt V (V- Belt)**

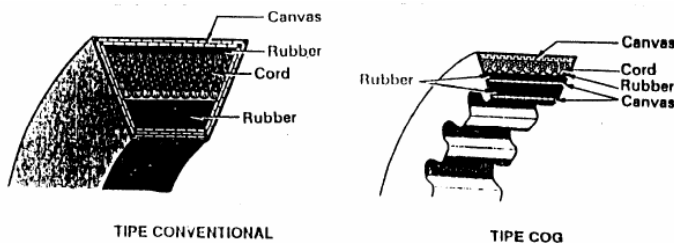
V-Belt merupakan salah satu komponen mesin, banyak mesin yang menggunakan v-belt ini , seperti misalnya pada mobil v-belt digunakan untuk meneruskan tenaga dari main engine ke dinamo listrik , pompa AC , dan berbagai macam lainnya , sedangkan pada mesin penghancur plastik v-belt ini digunakan sebagai penerus daya dari motor penggerak ke crusher Dengan bantuan pulley , maka v-belt ini bisa dihubungkan. Dalam penentuan diameter pulley akan menentukan berat ringannya motor dalam memutar **crusher**, untuk itu penting diketahui berapa minimal atau maksimal diameter dari pulley ini. Jika penentuan diameter pulley tidak tepat akibatnya adalah motor listrik akan bekerja ekstra, bahkan dalam beberapa kasus motor listrik akan terbakar.

Belt-V terbuat dari kain dan benang, biasanya katun rayon atau nilon dan diresapi karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti belt untuk membawa tarikan yang besar. Belt-V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian belt yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan

bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah.

Sebagian besar transmisi belt menggunakan belt-V karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan belt direncanakan untuk sampai 20 (m/s) pada umumnya, dan maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (kW).

Susunan Komposisi V-Belt



Gambar 2.8 Susunan Komposisi Belt-V

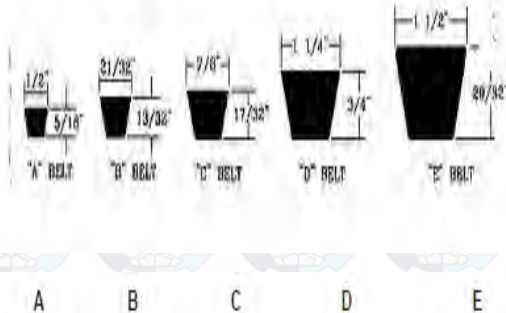
Kalau melihat pada gambar diatas , v-belt dibagi menjadi 2 bagian yakni dengan permukaan yang rata dan satu lagi dengan permukaan yang bergerigi , fungsi keduanya pada dasarnya adalah sama, hanya saja pada bentuk dengan permukaan yang bergerigi , bisa menghindari kemungkinan adanya slip antara v-belt dengan pulley. V-belt itu sendiri dibuat dari campuran beberapa elemen yakni

1. Canvas ; yang berada di bagian terluar dari sebuah v-belt
2. Rubber ; posisinya berada tepat dibawah canvas
3. Cord ; Lapisan yang ketiga adalah yang disebut cord

4. Rubber ; merupakan lapisan terdalam dari sebuah v-belt.

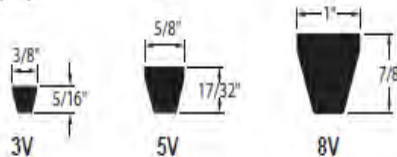
A. Jenis –jenis V-Belt ada tiga jenis yaitu:

a). Tipe standar; ditandai huruf A, B, C, D, & E



Gambar 2.9 V-Belt Konvensional Tugas Berat

b). Tipe sempit; ditandai simbol 3V, 5V, & 8V



Gambar 2.10 V-Belt Konvensional SI Tugas Berat

c). Tipe untuk beban ringan; ditandai dengan 3L, 4L, & 5L



Gambar 2.11. V- Belt Tugas Ringan

Kelebihan belt-V dibandingkan dengan belt datar, yaitu:

1. Selip antara belt dan puli dapat diabaikan.
2. Memberikan umur mesin lebih lama,
3. Belt-V mudah dipasang dan dibongkar.
4. Operasi belt dengan puli tidak menimbulkan getaran.
5. Belt-V juga dapat dioperasikan pada arah yang berlawanan
6. Belt-V yang dibuat tanpa sambungan sehingga memperlancar putaran dan
7. Belt-V mempunyai kemampuan untuk menahan guncangan saat mesin dinyalakan.

Sedangkan kelemahan belt-V dibandingkan dengan belt datar, yaitu:

1. Belt-V tidak seawet belt datar.
2. Konstruksi puli belt-V lebih rumit dari pada belt datar.
3. Tidak dapat digunakan untuk jarak poros yang panjang.

Adapun jeni-jenis belt dapat dilihat dibawah :

	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane round rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)

	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	Flat Belt (Untuk mesin pengangkutan / lifter)

Gambar 2.12. Starrope, Prene V-rope, Flextar dan Flat Belt (www.wikipedia.com)

	HEXAGONAL V-Belt
	Orange label Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	Raw Edge MULTI-PLY V-Belt (Penggunaan untuk automotive)
	Raw Edge COGGED V-Belt (Automotive use)

Gambar 2.13 Hexagonal dan Raw Edge (www.wikipedia.com)

	<u>Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt</u>
	<u>e-POWER® Belt</u> (Cogged Type)
	<u>RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U</u> (Rubber & Polyurethane)
	<u>POLYMAX Belt</u> (Wide-angle polyurethane V-belt)
	<u>MB Belt</u> (Untuk mesin jahit)

Gambar 2.14 Raw Edge, Ribstar, Polymar dan MB Belt (www.wikipedia.com)

	<u>SUPER TORQUE Timing Belt</u> (Penggunaan umum)
	<u>MEGA TORWUE G & U</u> (Penggunaan untuk Heavy Duty)
	<u>TIMING BELT G</u> (Penggunaan untuk umum)
	<u>TIMING BELT U</u> (Penggunaan umum : terbuat dari polyurethane)
	<u>GREEN ECO®</u>

Gambar 2.15 Timing Belt (www.wikipedia.com)

2.3.1 Gaya Potong, Torsi dan Daya

Gaya yang bekerja pada pisau saat memotong rumput gajah adalah gaya potong untuk me

$$F_0 = m \cdot g \dots\dots\dots(2.1)$$

Setelah ditemukan gaya potong selanjutnya dihitung torsi

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots(2.2)$$

Daya yang dibutuhkan harus menentukan rpm yang diinginkan

$$P = \frac{T \cdot n_p}{63025}$$

2.3.2 Daya Dan Momen Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan : (Sularso,1997 : 7)

$$P_d = f_c \cdot P \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

P_d =Daya Perencanaan

F_C = Faktor koreksi

P = Daya yang ditransmisikan

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus-rumus dibawah ini :

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP
(Dobrovolsky, 1985 : 401)

$$T = 71.620 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.3a)$$

Dimana : T = Torsi, kg.cm
P = daya, HP
n = putaran poros, rpm

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW
(Sularso, 2000 : 7)

$$T = 9,74.10^5 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.3b)$$

Dimana : T = Torsi , kg.mm
Pd = Daya, kW

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP
(Collins Jack A, 2003 : 180)

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.3c)$$

Dimana : T = Torsi, lbf.in
N = Daya, HP

4. Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP
(Deutschman, 1983 : 334)

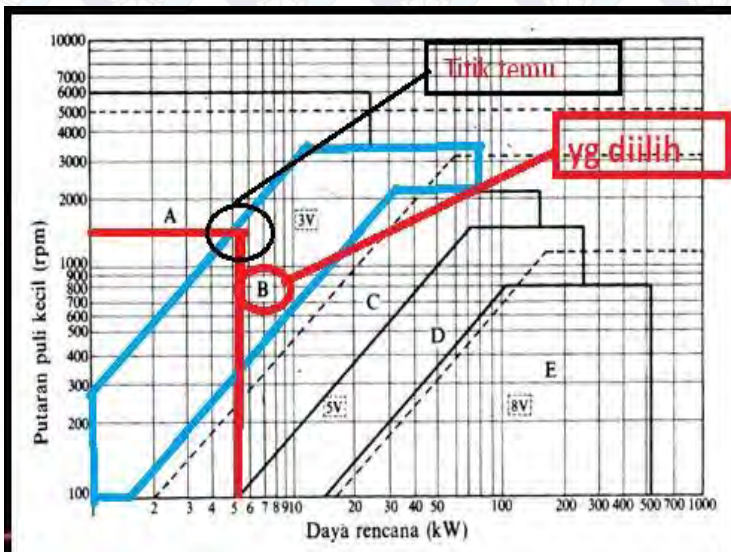
$$T = 9549 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.3d)$$

Dimana : T = torsi , N.m
N = kW

Persamaan diatas menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi-perencanaan T_d , maka daya yang dipakai adalah daya perencanaan (P_d)

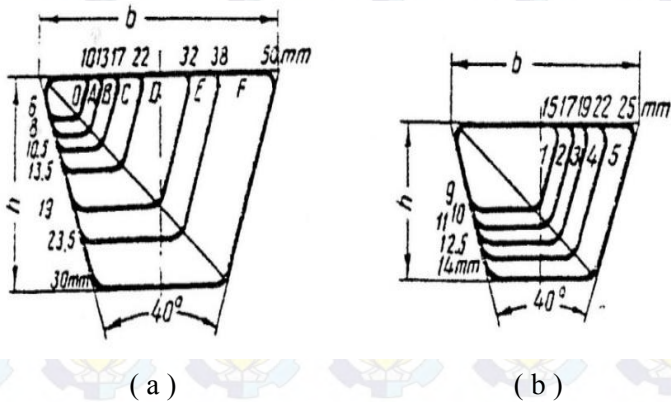
2.3.3 Pemilihan Belt

Setelah diperoleh Daya desain (P_d) dan putaran puli yang kecil (n), maka jenis belt dapat dicari dengan menggunakan gambar dibawah ini : (Sularso,1997 : 7)



(Gambar 2.16 Diagram Pemilihan V-Belt).

Cara seperti ini bukan satu-satunya cara, dengan cara yang lain bisa dilakukan misalnya dengan menghitung dulu luas penampang belt (A) yang diperlukan, selanjutnya akan didapatkan jenis belt (O, A, B, C, D, E dan F) dengan menggunakan gambar dibawah ini.



Gambar 2.17 Dimensi Beberapa Tipe dari V-Belt

- a) Jenis belt : 0, A, B, C, D, E dan F
 - b) Jenis Belt : 1, 2, 3, 4, dan 4
- (sumber : Dobrovolsky, 1985: 217)

2.3.4 Pemilihan atau Perhitungan Diameter Puli

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter puli, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i). Bila rangkaian diabaikan, maka rumus yang dipakai adalah persamaan (2.4a), sedangkan bila rangkaian tidak diabaikan maka persamaan yang dipakai adalah persamaan (2.4b).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots(2.4a)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \zeta) \dots\dots\dots(2.4b)$$

Dimana :

- i = Velocity ratio
- D₁ = Diameter puli penggerak (mm)
- D₂ = Diameter puli yang digerakkan (mm)
- n₁ = Putaran puli penggerak (rpm)
- n₂ = Putaran puli yang digerakkan (rpm)
- ζ = Koefisien rangkaian (1 s/d 2)

Salah satu diameter puli direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

Tabel 2.1. Diameter Puli yang Kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

2.3.5 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier

Besarnya kecepatan keliling atau kecepatan linier yang biasa dilambangkan “v” atau “u” dapat dinyatakan dengan persamaan berikut : (Sularso, 1997 : 170)

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} \dots \dots \dots (2.5a)$$

Dimana :

v = kecepatan linier belt (m/det),

$v_{\max} = 30$ m/det

D = diameter puli, mm

n = putaran puli, rpm

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 12} \dots \dots \dots (2.5b)$$

Dimana :

v = Kecepatan linier belt (ft/det)

$v_{\max} = 30$ m/det

D = Diameter puli, (in)

Perhatikan persamaan diatas, diameter dan putaran puli (D dan n) berada dalam satu benda, artinya bila D_1 maka putarannya juga n_1 , dan bila D_2 maka putarannya juga n_2 .

2.3.6 Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan panjang belt saling berhubungan, untuk konstruksi open belt drive dengan puli tambahan (idle) hubungan tersebut dapat dilihat pada persamaan dibawah. (Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

$$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} + \frac{E}{A_p} \frac{(D_1 + D_p)^2}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_p)^2}{2} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

C = Jarak sumbu poros

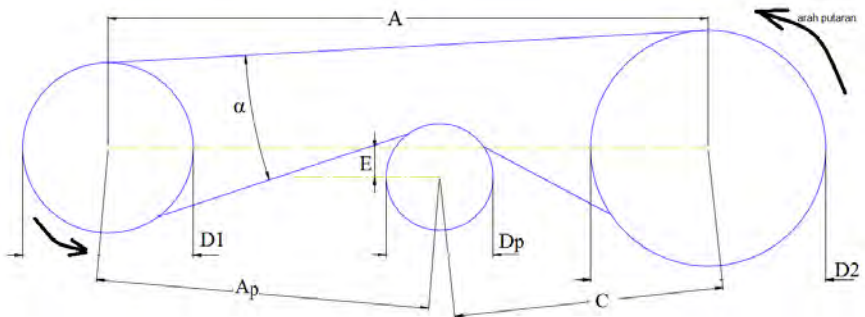
D₁ = Diameter puli penggerak (mm)

D₂ = Diameter puli yang digerakan (mm)

A = Jarak D₂ ke D₁ (mm)

A_p = Jarak puli iddle ke puli 1 (mm)

E = jarak titik tengah puli iddle garis Jarak D₂ ke D₁



Gambar 2.18 Panjang Belt, Jarak antar Sumbu, dan Sudut Kontak

2.3.7 Jarak Kedua Sumbu Poros (C)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini. (Sularso, 1997 : 1998)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.7a)$$

Dimana : $b = 2L - \pi(d_2 - d_1)$

Jika terdapat idle maka menggunakan rumus

$$\alpha \approx 180 - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ + \frac{D_1 D_P - 2E}{2A_p} \dots\dots\dots(2.7b)$$

2.3.8 Gaya Tarik Efektif

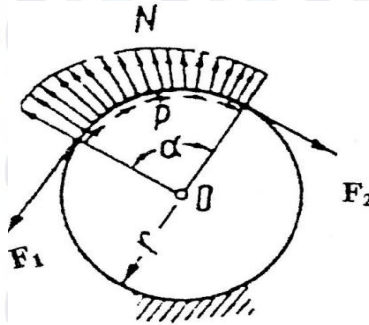
Gaya tarik efektif dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut : (Sularso, 1997 : 198)

$$F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v} (kgf) \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

P_d = Daya perencanaan (KW)
 v = Kecepatan keliling (m/s)

Ketika belt sedang bekerja, belt mengalami tarikan, yang paling besar terjadi pada posisi belt yang sedang melingkar pada puli penggerak. Distribusi tarikannya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.19 Distribusi Tarikan atau Gaya pada Belt

Keterangan gambar:

- α = Sudut kontak antara belt dengan pulle
- F_1 = Gaya tarik pada bagian yang kencang
- F_2 = Gaya tarik pada bagian yang kendur
- P = Distribusi tarikan / gaya
- N = Gaya normal
- r = Jari-jari puli

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar

pada pule, dapat dinyatakan dengan persamaan dibawah ini (Dobrovolsky, 1985 :204)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.9a)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots (2.9b)$$

Dimana :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

f = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan, secara eksperimen dapat di lihat pada Table 2-1.

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.

F_1 = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (besar)

F_2 = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kecil)

Tabel 2.2 Koefisien Gesek antara Belt dan Puli

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

2.3.9 Rangkaian Elastis (Elastis Creep)

Pada saat belt berputar dan bekerja, massa belt persatuan unit waktu yang bergerak adalah konstan, baik yang terdapat

pada bagian yang kencang (F1) maupun pada bagian yang kendor (F2). Pada putaran yang konstan perkalian antara berat persatuan panjang belt (q) dengan kecepatan belt adalah konstan.

$$q \cdot v = C \text{ (konstan)} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dimana :

q = Berat belt persatuan panjang

v = Kecepatan belt pada titik yang sama

Karena sifat elastisnya, maka bila tarikan belt berubah, dan juga berat per unit panjang berubah, serta terjadi perpanjangan relatif (ϵ), maka hubungan antara berat per unit panjang sesudah tarikan akan dapat ditulis sebagai berikut :

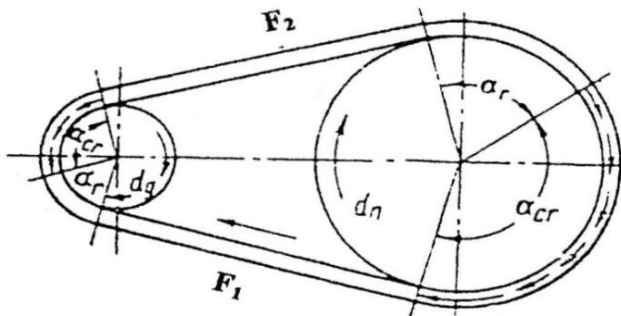
$$q = \frac{q_o}{(1 + \epsilon)} \dots \dots \dots (2.11a)$$

Dimana : q_o = Berat per satuan panjang sebelum ditarik, lbf/in

Sehingga :

$$\frac{v}{1 + \epsilon} = C \text{ (konstan)} \dots \dots \dots (2.11b)$$

Dari persamaan (2.9a – 2.9b) dapat dilihat bahwa, v paling besar terjadi pada saat ϵ maksimum, dan karena tarikan belt terjadi pada puli-nya, maka berarti ada rangkakan (creep) dari belt terhadap puli.



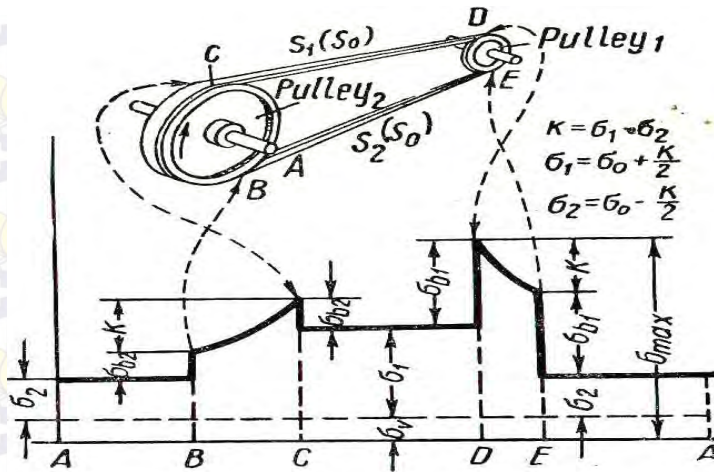
Gambar 2.20 Kondisi Belt dan Diagram Creep

2.3.10 Tegangan Maksimal yang ditimbulkan (σ_{\max})

Tegangan maksimum yang terjadi ketika belt bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya, tegangan bending dan tegangan yang dikarenakan gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut : (V. Dobrovolsky, , 1970 : 253)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \dots\dots\dots (2.12a)$$

Dimana :



Gambar 2.21 Diagram Tegangan pada Belt yang Terjadi di Berbagai Tempat (www.wikipedia.com)

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A} \dots\dots\dots(2.12b)$$

Dimana :

σ_0 = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$

F_e = Gaya keliling (kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (cm^2)

E_b = Modulus elastisitas belt (kg/cm^2)

D_{\min} = Diameter minimum pulley (mm)

γ = Berat jenis belt (kg/dm^3)

g = Gravitasi (m/s^2)

2.3.11 Perhitungan Umur Belt

Dalam operasi yang normal pemeriksaan terhadap belt ditujukan pada pemeriksaan keausan pada serat – serat beltnya, yang timbul akibat adanya beban yang bervariasi, panas atau akibat kerugian daya (**belt losses**). Sebenarnya banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, namun yang terpenting adalah tegangan berulang (**cycles stress**) dan timbulnya panas.

Perubahan tegangan yang terbesar terjadi pada saat belt mulai memasuki pule penggerak. Dalam hal ini dapat dikatakan bahwa bila belt bekerja dalam satu putaran akan terjadi perubahan beberapa kali, setiap kali terjadi perubahan tegangan , inilah yang dapat mempengaruhi umur belt. Oleh karena itu sebagai dasar perhitungannya, dipakai basis ”endurance limit” (fatigue limit) atau tegangan kelelahan. (Dobrovolsky, 1985: 238)

Umur belt dapat dihitung dengan rumus umum sebagai berikut :

$$\sigma_{\max}^m . 3600 . u . X . H = \sigma_{fat}^m . N_{base} \dots \dots \dots (2.13a)$$

Sehingga Umur BELT dapat dinyatakan dengan :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 . u . X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right)^m \dots \dots \dots (2.13b)$$

Dimana :

H = Umur belt (jam)

N_{base} = Basis dari fatigue test, yaitu 10⁷ cycle

σ_{max} = Tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan .

u = Jumlah putaran per detik, atau sama dengan v/L

v = Kecepatan, m/s dan L = panjang belt, (m)

X = Jumlah puli yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk V-belt $m = 8$
(bahan terbuat dari karet dan cotton)
2. $N_{base} = 10^7$ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
Untuk belt datar : $\sigma_{fat} = 60 \text{ kg/cm}^2$ (bahan karet)
Untuk belt datar : $\sigma_{fat} = 30 \text{ kg/cm}^2$ (bahan cotton)
Untuk V-belt : $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$

2.3.12 Tegangan yang Timbul Akibat Beban (σ_d)

Penampang pada belt bisa dipilih berdasarkan tegangan yang diambil dan tegangan yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul dapat ditentukan dengan persamaan : (V. Dobrovolsky, 1970 : 245)

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

φ_o = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)

σ_o = Tegangan awal

= Untuk belt datar 18 kg/cm^2

= Sedangkan untuk V belt 12 kg/cm^2

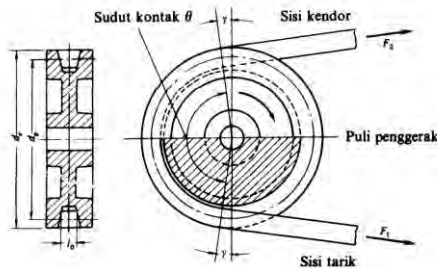
2.3.13 Sudut Kontak (α)

Untuk mencari sudut kontak, maka dapat diketahui dengan rumus : (V. Dobrovolsky, 1970 : 242)

$$\alpha \approx 180 - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ + \frac{D_1 D_P - 2E}{2A_p} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

- C = Jarak sumbu poros puli 1 dengan puli 2
- D₁ = Diameter puli penggerak (mm)
- D₂ = Diameter puli yang digerakannya (mm)
- D_p = Diameter puli iddle (mm)
- E = Jarak poros puli iddle dengan jarak sumbu puli 1 sampai puli 2
- A_p = Jarak sumbu poros puli 1 dan puli iddle



Gambar 2.22 Sudut Kontak Belt (V. Dobrovolsky1970 : 245)

2.3.14 Dimensi Puli

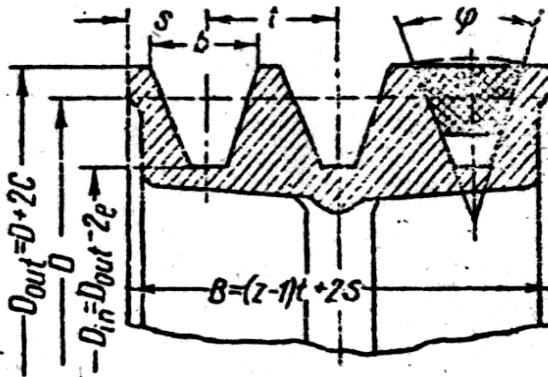
Untuk menentukan dimensi puli, maka dapat digunakan rumus sebagai berikut : (V. Dobrovolsky, 1970 : 254)

$$\begin{aligned} D_{out} &= D + 2.c \\ D_{in} &= D_{out} - 2.e \\ B &= (Z-1).t + 2.s \end{aligned} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

- D_{out} = Diameter luar puli (mm)
- D_{in} = Diameter dalam puli (mm)

B = Lebar puli (mm)



Gambar 2.23 Bentuk dan Dimensi Puli (V. Dobrovolsky1970 : 245)

2.3.15 Gaya – Gaya yang diterima Poros Puli

Perhitungan gaya yang diterima poros puli dapatdiketahui dengan persamaan : (Sularso, 1997 : 171)

$$F_R = 1,5F \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

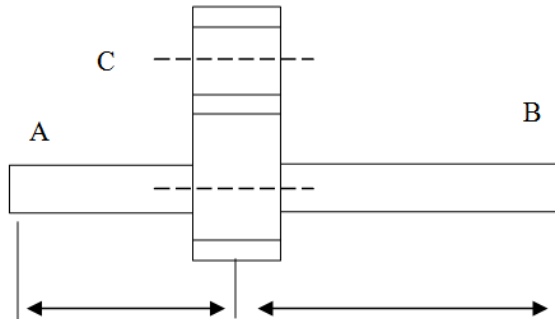
- F_R = Gaya yang diterima pada poros puli
- F_t = Gaya keliling pada belt
- ϕ_0 = mempunyai nilai 0,7
- α = sudut kontak

2.4 Poros

2.4.1 Definisi Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi (gear), pulley, flywheel, engkol, sprocket dan elemen pemindah lainnya. Poros bisa

menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya.



Rumus perhitungan :

2.4.2 Perhitungan Poros

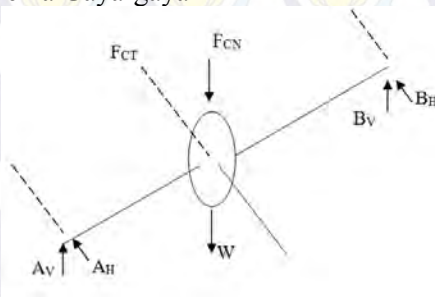
- a. Momen torsi
- b. Momen Bending
1. Gaya tangensial di titik C

$$F_{CT} = \frac{M_t}{r} \dots\dots\dots$$

2. Gaya Normal di titik C

$$F_{CN} = F_{CT} \tan 20^\circ \dots\dots\dots$$

3. Skema Gaya-gaya



4. Reaksi Tumpuhan

- a. Arah Horizontal

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{CT} = B_H$$

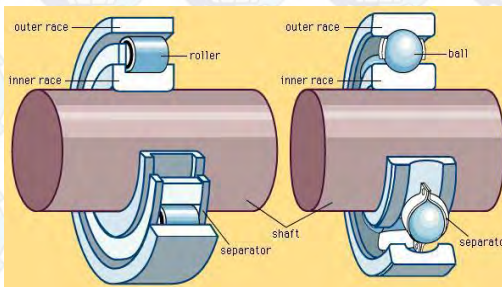
- b. Arah Vertikal

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\overline{AC} W + \overline{AC} F_{CN} = \overline{AB} B_V$$

2.5 Bantalan (Bearing)

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan umur pakai panjang. Agar elemen mesin dapat bekerja dengan baik maka bantalan harus dipasang cukup kokoh.



Gambar 2.24 Kontruksi Poros dengan Bearing



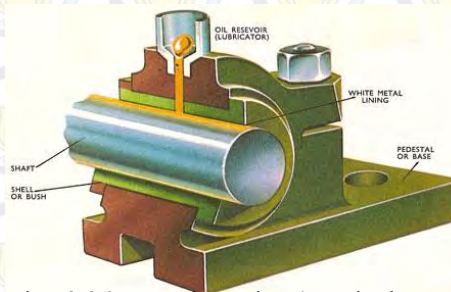
Gambar 2.25 Kontruksi Bearing

2.5.1 Klasifikasi Bantalan

Bearing secara garis besarnya dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu : Journal Bearing dan Rolling Bearing.

1. Journal Bearing (Bantalan Luncur)

Pada bearing ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan bearing yang diam dan dapat menahan beban tegak lurus dengan poros. Karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.



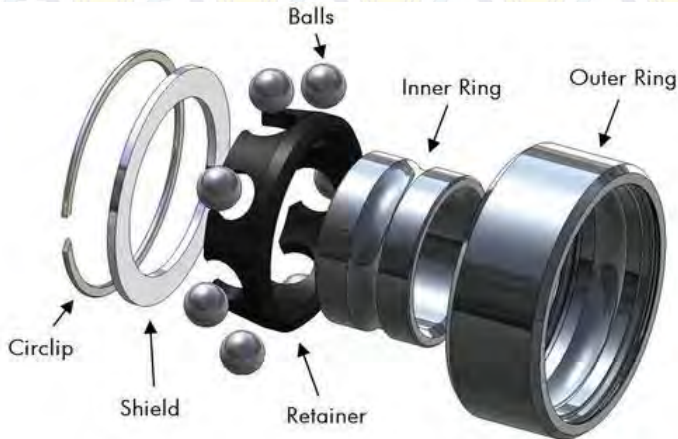
Gambar 2.26 Journal Bearing (Bearinghouse.net)



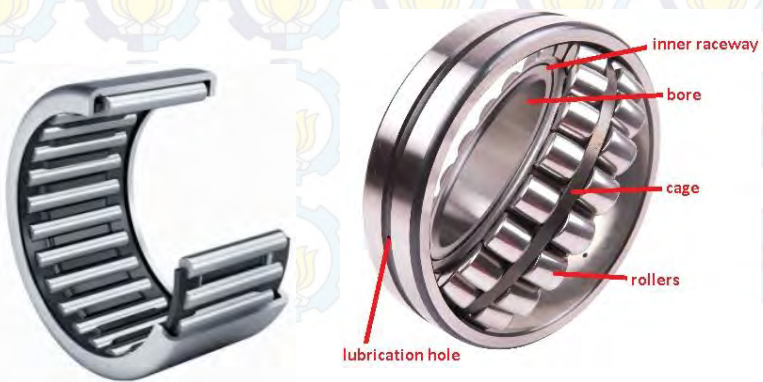
Gambar 2.27 Journal Bearing dan Ketebalan Minyak Pelumas (Bearinghouse.net)

2. Rolling Bearing (Bantalan Gelinding)

Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam pada bearing, bagian yang berputar tersebut adalah : bola, silindris dan jarum, antara poros dan bearing tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.28 Ball Bearing (iecltd.co.uk)



Gambar 2.29 Rolling Bearing (needle) (globalspec.com)
Location of Rod and Main Bearings



Gambar 2.30 Bearing Terpasang pada Crankshaft (buzzle.com)

2.5.2 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing

- Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun Rolling Bearing disebut bearing anti gesekan (anti friction bearing), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 2.2. yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian bertahun-tahun.

Tabel 2.3. Harga Rata-Rata Koefisien Gesek pada Bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial

1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

(Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus : (Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63.025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana:

f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP

T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing, lbf

f = Koefisien gesek (Tabel 2.3)

- **Prediksi Umur Bearing**

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan : (Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b x \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

- L_{10h} = Umur bearing, jam-kerja
- C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table) ,lbf
- n = putaran poros, rpm
- P = Beban Ekuivalen (equivalent load)
- B = Konstanta yang tergantung tipe beban. ($b= 3$ untuk ball bearing dan $b= 3,33$ untuk rolling bearing)

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan memberi umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi : (Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

$$P = V.X.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana :

- P = Beban ekuivalen, lbf
- F_r = Beban radial, lbf
- F_a = Beban aksial, lbf
- V = Faktor putaran (konstan) bernilai :
 - = 1,0 untuk ring dalam berputar
 - = 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah berikut :

1. Cari terlebih dahulu harga : $i.F_a/C_o$ i = jumlah deret bearing.
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e .
3. Cari harga: $F_a/(V.F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan : $F_a/(V.F_r) < e$ atau $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom : $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing) , bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Dimana : F_s = Konstanta kondisi beban,dapat dilihat pada Tabel 2.4.

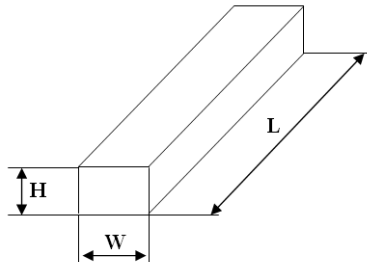
Tabel 2.4. Ball bearing Service Factors, F_s

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3

4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

2.6 Perencanaan Pasak

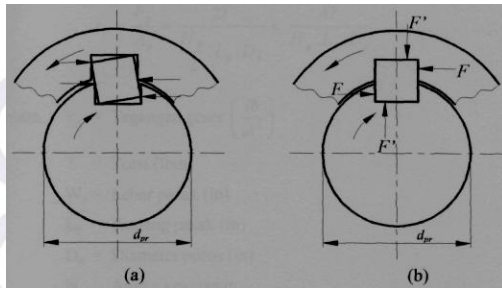
Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.



Gambar 2.31 Dimensi pasak (Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

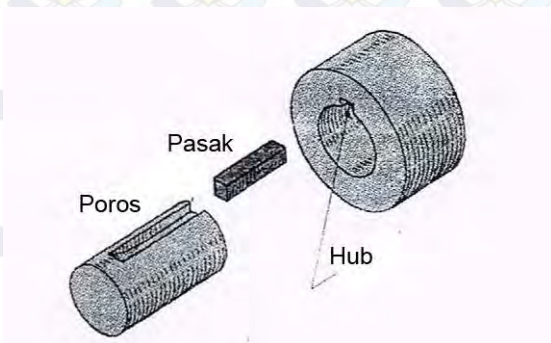
Distribusi tegangannya dapat diketahui sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- $sf = 1$ untuk torsi yang tetap atau konstan
- $sf = 2,5$ untuk beban kejut kecil atau rendah
- $sf = 4,5$ untuk beban kejut yang besar terutama dengan bolak balik.

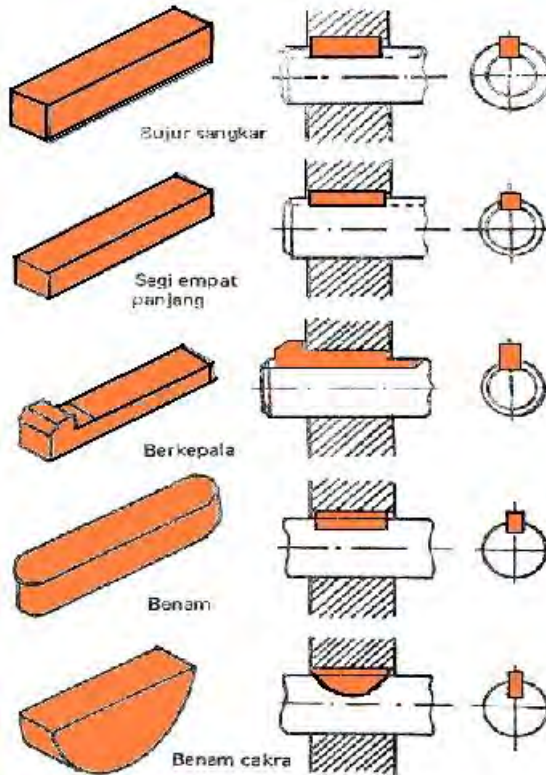


Gambar 2.32 Kedudukan pasak terhadap poros (Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% s/d 30 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali dameternya. Pasak mempunyai standarisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.



Gambar 2.33 Poros, Pasak dan Hub



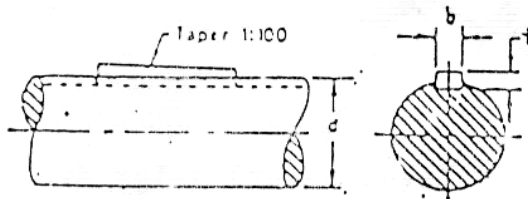
Gambar 2.34 Jenis pasak dan pemasangannya pada poros

Pada umumnya ada tiga jenis pasak yang sering digunakan dalam mesin industri, yaitu:

1. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

Pasak datar segi empat biasanya digunakan untuk daya yang relatif lebih kecil dibandingkan penggunaan pasak yang lain. Oleh karena itu dimensi yang digunakan pun sederhana dengan lebar (W), dan tinggi (H) yang

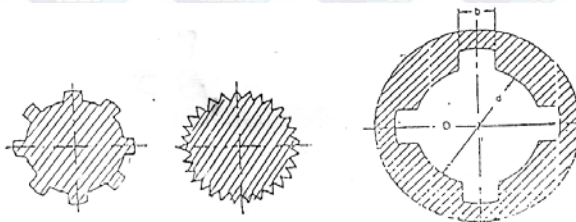
besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.35 Pasak Datar Segi Empat

2. Pasak Bintang Lurus (Splines Key)

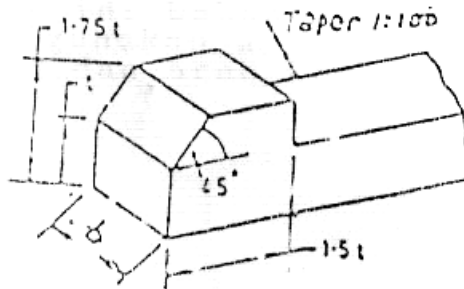
Pada pasak bintang lurus seringkali digunakan karena pasak ini banyak pemakaiannya dan bentuknya relatif sederhana, sehingga perhitungannya menjadi lebih mudah. Berdasarkan diameter luar poros (D) atau diameter dalam poros (d) maka dimensi pasak bintang lurus dapat dicari, sedangkan jumlah bintangnya bisa dipilih kemudian yang akan dihitung adalah panjang (L) dan bahan.



Gambar 2.36 Pasak Bintang Lurus

3. Pasak Berkepala (Gib Head Key)

Pasak ini digunakan biasanya untuk poros berputar bolak balik sehingga tegangan yang dihasilkan menjadi cukup besar.

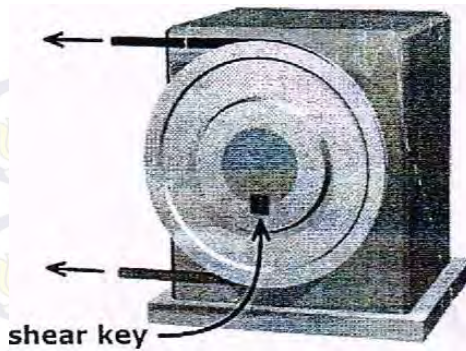


Gambar 2.37 Pasak Berkepala

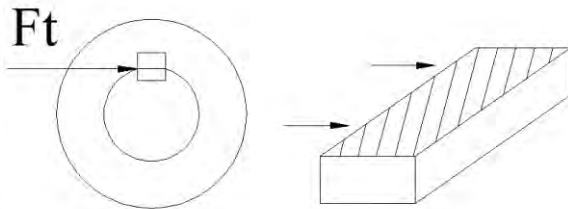
Pada perencanaan dan perhitungan kali ini digunakan pasak datar segi empat

2.6.1 Perhitungan berdasarkan Tegangan Geser

Pada perencanaan alat ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (W) dan tinggi (H) yang besarnya sama dan kira-kira sama dengan 0,25 diameter poros. Dari tinggi sebesar H tersebut setengahnya masuk kedalam hub. Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.



Gambar 2.38 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi



Gambar 2.39 Gaya tangensial pada pasak yang terkena tegangagn geser

$$s = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{D/2} lb$$

Keterangan :

s = Tegangan geser (Pa)

F = Gaya pada pasak (N)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D = Diameter poros (mm)

A = Luas bidang geser pada pasak = W x L = Lebar pasak (W) x panjang (L)

Ks = Koefisien tegangan geser (0,6)

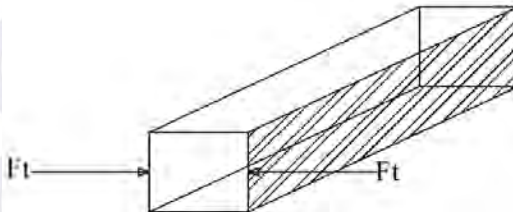
Kc = Koefisien tegangan kompresi (1,2)

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{Ks.syp}{sf} \dots\dots\dots (2.24)$$

2.6.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat (square) yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau (H = W), maka tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah:



Gambar 4.40 Gaya kompresi pada pasak

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{0,5.D} \text{ lb}$$

σ_c = Tegangan kompresi

A = Luas bidang geser pada pasak

$$= 0,5 H \times L$$

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5H.L.D} = \frac{4T}{W.L.D}$$

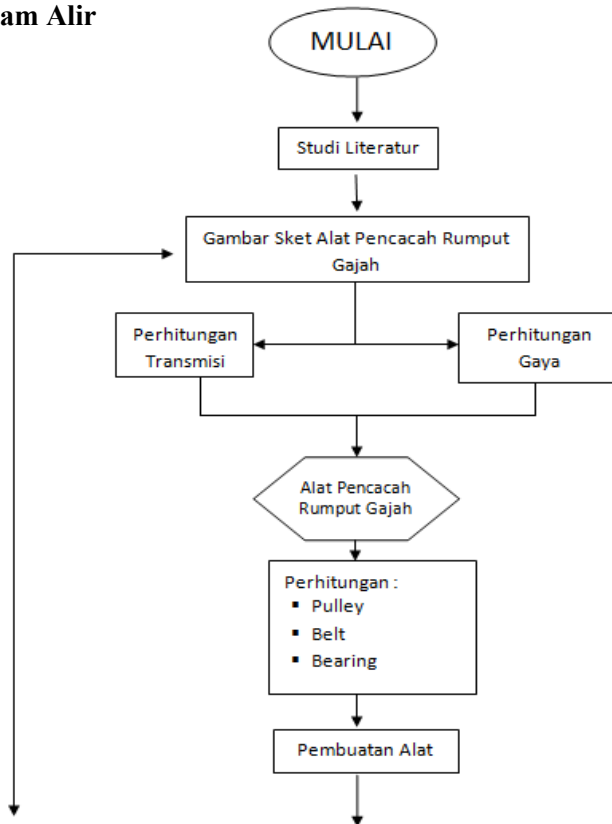
Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_c \cdot S_{yp}}{sf} \dots\dots\dots(2.25)$$

BAB III METODOLOGI

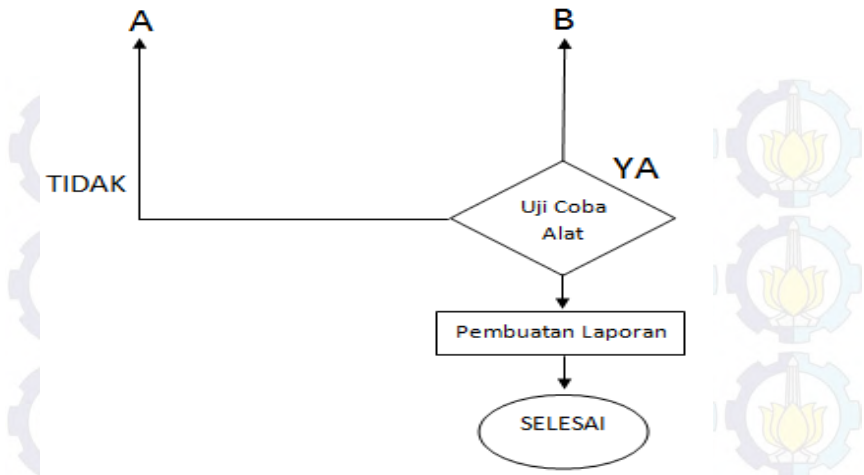
Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam penelitian ini digunakan metode simulasi dan eksperimen yang dapat diuraikan seperti diagram alir berikut ini :

3.1 Diagram Alir



A

B



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir

a) *Studi Literatur*

Studi Literatur dengan mengumpulkan referensi dari alat-alat yang sudah pernah ada dan dimodifikasi. Browsing di Internet juga.

b) *Gambar Sket Alat*

Gambar Sket untuk menentukan Bentuk Alat yang akan dibuat, karena alat ini menggabungkan 3 alat menjadi satu. Dari studi literatur yang telah dilakukan.

c) *Perencanaan Sistem Transmisi*

Pada perencanaan sistem transmisi ini dilakukan perhitungan tentang transmisi yang akan digunakan pada mesin Pencacah Rumput Gajah, meliputi puli, belt dan bearing.

d) *Perhitungan*

Pada tahap ini dilakukan perhitungan tentang belt, puli dan bearing pada mesin Pencacah Rumput Gajah.

Perhitungan pada tiga komponen tersebut meliputi : Transmisi, Gaya – gaya yang terjadi

e) *Pembuatan Dan Perakitan Alat*

Dengan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan pembuatan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptannya mesin pencacah rumput gajah.

f) *Uji Coba Alat*

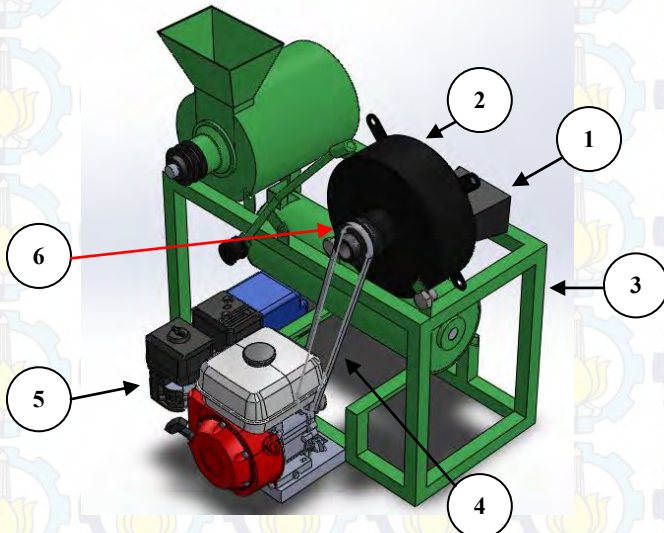
Setelah alat pencacah rumput gajah tercapai maka alat tersebut diuji pada sudut idealnya dengan kapasitasnya.

g) *Penulisan Laporan*

Setelah semua data-data sudah didapatkan dan mesin pencacah rumput gajah sudah tercapai maka yang terakhir penulisan laporan agar dapat mengetahui tujuan dari pembuatan alat tersebut.

3.3 Gambar Sket dan Cara Kerja

3.3.1 Sket Mesin 3 in 1 (pencacah rumput Gajah, penghancur bonggol jagung, dan pengaduk)



3.2 Gambar sket mesin 3 in 1

1. Hopper pencacah rumput gajah
2. Tabung pencacah rumput gajah
3. Rangka
4. Belt
5. Motor Penggerak
6. Pulley pencacah rumput gajah

3.3.2 Cara Kerja

Cara kerja dari mesin ini adalah sebagai berikut :

Setelah motor dinyalakan, Rumput Gajah yang selanjutnya dimasukkan melalui hopper akan dipotong dengan menggunakan pisau yang berputar. Pisau tersebut berputar karena menempel pada poros yang berhubungan dengan puli yang berputar karena mendapat transmisi daya dari belt yang tersambung langsung dengan puli motor penggerak. Belt yang terpasang tidak sepenuhnya kencang, jadi perlu menggunakan puli pengencang (idle puli).



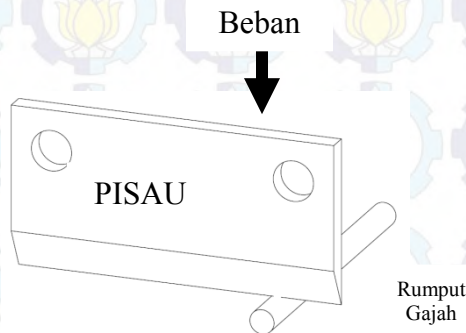
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan dalam merencanakan sistem transmisi dan gaya-gaya pada puli, belt, bearing/bantalan, dan pasak pada mesin pencacah rumput gajah.

4.1. Perhitungan Gaya

4.1.1 Menghitung Gaya Potong

uji potong pada rumput gajah dengan beberapa kali percobaan sederhana sehingga diperoleh data yang dapat digunakan dalam perhitungan. Caranya dengan meletakkan pisau dengan arah vertikal. Sebelumnya beban yang dijatuhkan ditimbang terlebih dahulu menggunakan neraca untuk mengetahui beban potong rumput gajah tersebut. Batang rumput gajah yang dipilih adalah bagian pangkal sebab paling besar dan keras, dengan rata-rata diameter batang 2,5 cm.



Gambar 4.1 percobaan

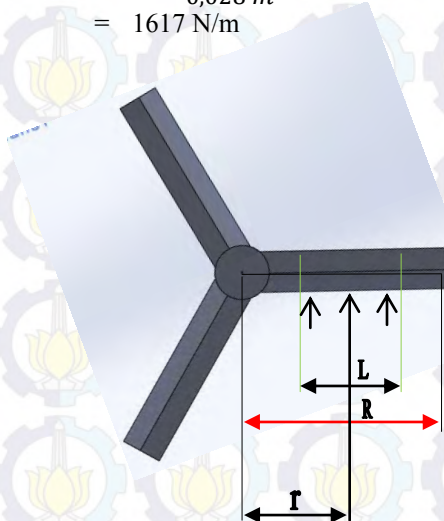
l : panjang neraca 0,028 m

4.1 Hasil percobaan gaya potong

Percobaan	Beban (kg)	Status
I	1,57	Terpotong
II	1,55	Terpotong
III	1,54	Terpotong
IV	1,53	Tidak Terpotong sempurna

Hasil dari percobaan gaya potong terhadap batang rumput gajah di rata-rata dari beberapa percobaan, diketahui gaya potong maksimal (F) adalah 1,54 kg. satu putaran dapat memotong 3 kali, jadi total gaya potong adalah 6,16 kg

$$\begin{aligned}
 F_0 &= m \cdot g \\
 &= \frac{4,62 \text{ Kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{0,028 \text{ m}} \\
 &= 1617 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.2 pisau pencacah rumput Gajah

Keterangan :

L = Panjang Pemotong 80mm (0,08 m)

r = Panjang lengan gaya 84,94 mm (0,08494 m)

Maka besar gaya berdasarkan penampang pisau di atas adalah :

$$\begin{aligned} F &= L \cdot F_0 \\ &= 0,08 \text{ m} \cdot 1617 \text{ N/m} \\ &= 129,36 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk kecepatan putar pada pisau direncanakan 1800 rpm, maka dapat diperoleh :

$$n_p = 1804 \text{ rpm}$$

Jadi Torsi dan Daya Motor dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 129,36 \text{ N} \cdot 0,08494 \text{ m} \\ &= 10,988 \text{ N.m} \\ &= 97,248 \text{ lbf.in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \cdot n_p}{63025} \\ &= \frac{97,248 \text{ lbf.in} \cdot 1804}{63025} \\ &= 2,78 \text{ Hp} \\ &= 2,073 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Belt dan Puli

4.2.1 Belt dan Puli

4.2.1.1 Daya dan Momen Perencanaan

Daya yang ditransmisikan oleh motor penggerak dapat dihitung dengan :

$$P = \frac{Fe \cdot V}{75}$$

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya desain P_d dapat dinyatakan dengan rumus :

$$P_d = f_c \cdot P$$

Dimana: F_c = faktor koreksi (Lampiran A1)
Diperoleh 1,1

P = Daya yang ditransmisikan di dapat dari spesifikasi motor penggerak (Lampiran A2)

Maka :

$$\begin{aligned} P_d &= F_c \cdot P \\ P_d &= 1,1 \cdot 3,5 \text{ Hp} \\ P_d &= 3,85 \text{ Hp} = 2,610 \text{ kW} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui torsi pada puli 1 dan puli 2 dapat dihitung seperti berikut ini:

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

Diketahui: P = Daya perencanaan sebesar 2,610 kW
 n_1 = 2500 diketahui dari spesifikasi mesin Honda GX 120 (Lampiran A2)

Maka :

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{2,610kw}{2500 \text{ rpm}}$$

$$= 1016,856 \text{ kgf.mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{2,610kw}{2000 \text{ rpm}}$$

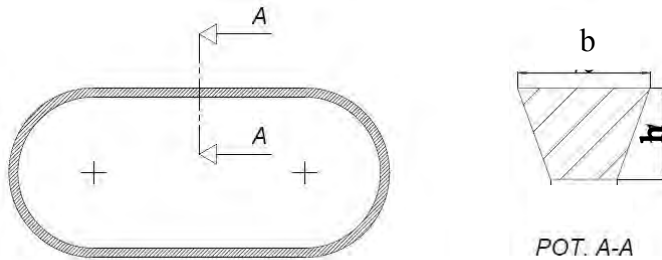
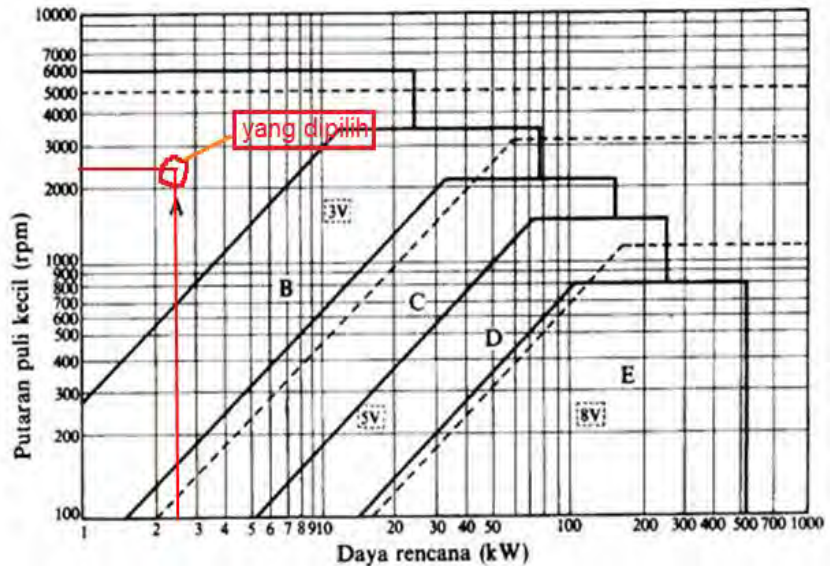
$$= 1016,856 \text{ kgf.mm}$$

Jadi torsi puli 1 dan puli 2 yaitu 466,82 kgf.mm

4.2.1.2 Pemilihan Belt

Jenis belt yang sesuai yang akan dipergunakan yaitu V-Belt karena gaya gesekan pada sabuk V-Belt sangat besar sehingga dapat menghasilkan daya yang besar pada tegangan yang relative rendah selain itu penangannya mudah dan harga dipasaran murah. Pemilihan pada V-Belt yang digunakan dilihat dari Grafik:

Dari diagram pemilihan V-belt dan koreksinya didapatkan jenis V belt tipe A, sehingga dapat kita ketahui pada (lampiran A₃)



Gambar 4.3 Dimensi Belt Jenis A

4.2.1.3 Diameter Puli

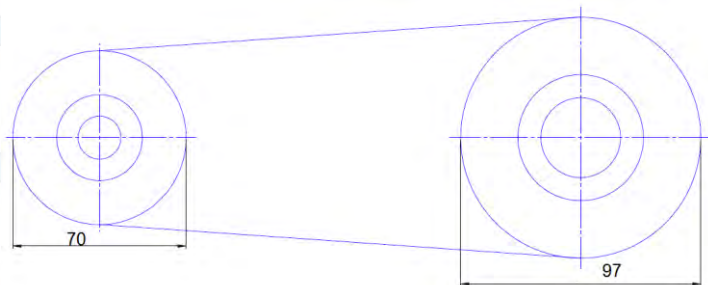
Diameter Puli 1, puli 2, dan puli 3 (Idle) telah diketahui diameternya :

- Puli 1 (D_1) = 70 mm
- Puli 2 (D_2) = 97 mm
- Puli 3 (D_3) = 44mm (idle : berfungsi untuk mengencangkan)

Dimana: $n_1 = 2500\text{rpm}$ diketahui dari spesifikasi mesin Honda

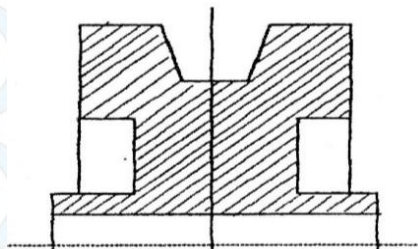
GX 120

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \\ &= \frac{2500\text{rpm}}{n_2} = \frac{97\text{mm}}{70\text{mm}} \\ &= \frac{2500\text{mm} \cdot 70\text{mm}}{97\text{mm}} \\ &= 1804\text{rpm} \end{aligned}$$

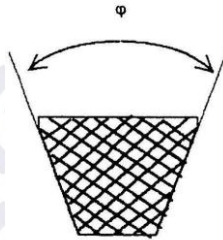


Gambar 4.4 Diameter Puli 1 dan Puli 2

Untuk menjaga agar tidak terjadi jepitan belt pada puli, maka sudut groove ϕ dapat dihitung seperti rumus dibawah ini:



Gambar 4.5 Bentuk Penampang Puli



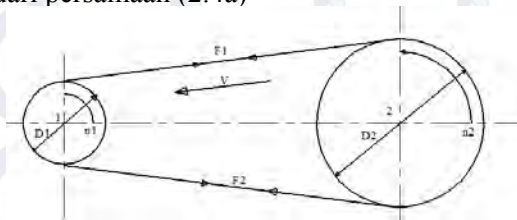
Gambar 4.6 Bentuk Sudut Groove dari Puli

Untuk menentukan sudut groove dapat digunakan perhitungan dengan menggunakan rumus Euler's, dengan koefisien gesek “f” = 0,3

$$\begin{aligned}\varphi &= 2 \tan^{-1} \cdot f \\ &= 2 \tan^{-1} \cdot 0,3 \\ &= 34^0\end{aligned}$$

4.2.1.4 Kecepatan Keliling

Untuk menghitung kecepatan keliling puli 1 belt dapat dihitung dari persamaan (2.4a)



Gambar 4.7 Gaya-Gaya yang Terjadi pada Belt

$$\begin{aligned}V_{\text{puli motor}} &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 70 \text{ mm} \cdot 2500 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}\end{aligned}$$

$$= 9,163 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{puli pencacah}} &= \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 97 \text{ mm} \cdot 1804 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\ v &= 9,162 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Maka kecepatan puli 1 = 9,163 m/s

Puli 2 = 9,162 m/s

4.2.1.5 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt dengan idle dapat menggunakan rumus dibawah: (Lampiran 2)

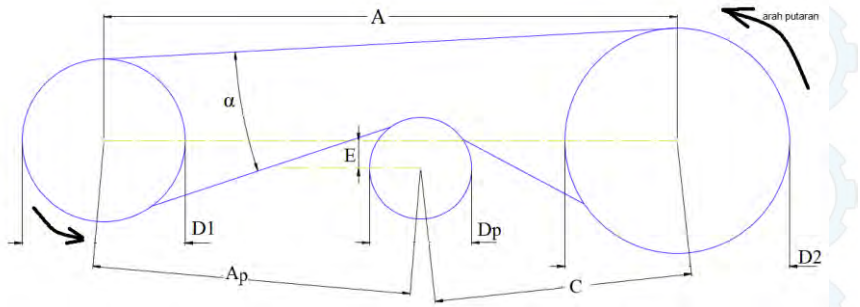
$$\begin{aligned} L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} \\ + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \frac{(D_1 + D_p)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_p)}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L = (528 \text{ mm} + 358 \text{ mm} + 176 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(97 \text{ mm} + 70 \text{ mm}) \\ + \frac{(97 \text{ mm} - 70 \text{ mm})^2}{8 \cdot 528 \text{ mm}} + \frac{(97 \text{ mm} + 44 \text{ mm})^2}{8 \cdot 528 \text{ mm}} \\ + \frac{(70 \text{ mm} + 44 \text{ mm})^2}{8 \cdot 176 \text{ mm}} + \frac{42 \text{ mm}}{358 \text{ mm}} \frac{(70 \text{ mm} + 44 \text{ mm})}{2} \\ - \frac{42 \text{ mm}}{176 \text{ mm}} \frac{(97 \text{ mm} + 44 \text{ mm})}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L = 1062 \text{ mm} + (152,37 \text{ mm} + 109,96 \text{ mm}) + \frac{729 \text{ mm}}{4224 \text{ mm}} \\ + \frac{19881 \text{ mm}}{4224 \text{ mm}} + \frac{12996 \text{ mm}}{1408 \text{ mm}} - \frac{42 \text{ mm}}{358 \text{ mm}} \frac{114 \text{ mm}}{2} \\ - \frac{42 \text{ mm}}{176 \text{ mm}} \frac{141 \text{ mm}}{2} \end{aligned}$$

$$L = 1062\text{mm} + 262,33\text{mm} + 0,173\text{mm} + 4,707\text{mm} + 9,23\text{mm} - 6,687\text{ mm} - 16,823\text{ mm}$$

$$L = 1314,93\text{ mm}$$



Gambar 4.8 Sket Panjang Belt dan Jarak Poros

Diketahui :

- A = Jarak poros puli 1 dan puli 2 528 mm
- A_p = 358 mm
- C = 176 mm
- D_2 = 97 mm
- D_1 = 70 mm
- D_p = 44 mm
- E = 42 mm

Jadi dari tabel dimensi belt lampiran 1 A_5 yang mendekati hasil perhitungan (1314,93) dapat dipilih belt yang sesuai dengan pasaran dengan panjang 1321 mm.

4.2.1.6 Gaya-Gaya Pada Belt

a. Gaya Tarik Efektif

Perhitungan gaya yang akan dipindahkan dari puli penggerak ke puli yang digerakan sebesar dari perencanaan daya dan kecepatan keliling belt yaitu

Diketahui: $P_d = 2,610 \text{ kW}$
 $v = 9,162 \text{ m/s}$

aka : $F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v}$
 F_e pada puli 1
$$F_e = \frac{102 \cdot 2,610 \text{ kW}}{9,162 \text{ m/s}}$$
$$F_e = 29,057 \text{ kgf}$$

b. Sudut Kontak

Pada tahap ini yaitu menghitung besarnya sudut kontak yang terjadi antara belt terhadap driver puli dan driven, dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (2.7b)(Lampiran 2)

$$\begin{aligned}\alpha &\approx 180 - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ + \frac{D_1 D_p - 2E}{2A_p} \\ &\approx 180 - \frac{97-70}{528} \cdot 60^\circ + \frac{70+44-2(42)}{2(258)} \\ &\approx 176,932 + \frac{114-84}{516} \\ &\approx 176,873^\circ = 3,087 \text{ Rad}\end{aligned}$$

Diketahui :

D_1	$= 70 \text{ mm}$	D_p	$= 44 \text{ mm}$
D_2	$= 97 \text{ mm}$	E	$= 42 \text{ mm}$

$$A = 528 \text{ mm}$$

c. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor dan Kencang

Sehingga gaya tarik pada belt dapat diketahui dengan persamaan :

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Dimana :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

F_1 = Gaya tarik pada sisi kencang

F_2 = Gaya tarik pada sisi kendor

μ = koefisien gesek

α = Sudut kontak (rad)

e = Bilangan natural

F_1 dan F_2 pada puli dapat dihitung dengan rumus berikut:

Koefisien gesek (μ) = 0,3 dari table 2.2

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,3 \cdot 3,087} = 2,524$$

$$F_1 = 2,524 F_2$$

Dimana :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = 2,524 F_2 - F_2 = 1,524 F_2$$

$$29,057 \text{ kgf} = 1,57 F_2$$

$$F_2 = 19,066 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kendor (F_2) = 19,066 kgf

$$F_1 = 2,524 \cdot F_2$$

$$F_1 = 2,524 \cdot 19,066 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 48,123 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kencang (F_1) = 48,123 kgf

4.2.1.7 Perhitungan Tegangan Yang Timbul Akibat Beban

Untuk menghitung tegangan akibat beban yang terjadi maka dapat dilakukan dengan perhitungan berikut:

σ_0 untuk V Belt sebesar 12 kg/cm^2

ϕ_0 untuk V Belt (0,7 – 0,9) dipilih 0,9

$$\begin{aligned}\sigma_d &= 2 \cdot \phi_0 \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 21,6 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Jadi tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar $21,6 \text{ kg/cm}^2$

4.2.1.8 Tegangan Pada Belt

Tegangan pada belt yang ditimbulkan pada puli driver dan puli driven, dapat dicari menggunakan persamaan

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Diketahui :

σ_0 = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$

h = Tebal belt (0,8cm)

A = Luas penampang belt ($0,8 \text{ cm}^2$)

E_b = Modulus Elastisitas belt (300-600 kg/cm^2 dari tabel lampiran A₉)

D_{\min} = Diameter minimum pulley (65 mm = 0,65 cm)

γ = Berat jenis belt (0,75-1,05 kg/dm^3 dari tabel lampiran A₉)

g = Gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

v = kecepatan keliling 8,312m/s

Sehingga :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{29,057 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81} + \frac{0,81 \cdot (9,162)^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} + 300 \frac{0,8}{6,5}$$

$$\sigma_{\max} = 12 \text{ Kg} + 17,936 + 0,693 + 36,923$$

$$\sigma_{\max} = 67,552 \text{ kg/cm}^3$$

Jadi tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh belt sebesar 67,552 kg/cm³

4.2.1.9 Jumlah Putaran Belt Per Detik

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detiknya dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$U = \frac{V}{L}$$

$$U = \frac{9,162 \text{ m/det}}{1,321 \text{ m}}$$

$$U = 6,935 \text{ putaran/detik}$$

Jadi jumlah putaran belt per detik adalah 6 putaran/detik.

4.2.1.10 Prediksi Umur Belt

Setelah mengetahui seluruh hasil perhitungan diatas, Umur belt dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

H = Umur belt (jam)

N_{base} = Basis dari *fatigue test* yaitu 10^7 cycle

σ_{fat} = Fatigue limit (untuk V-belt = 90 kg/cm²)

σ_{max} = Tegangan max. Yang ditimbulkan dari operasi belt.

X = Jumlah pulley yang berputar

m = 8 untuk belt jenis V-belt

U = Jumlah putaran *belt* per detik

Sehingga :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 6,935 \text{ put/s} \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kg/cm}^2}{67,552 \text{ kg/cm}^2} \right]^8$$

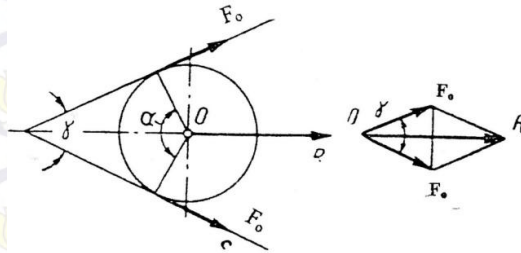
$$H = \frac{10^7}{49932} [1,332]^8$$

$$H = 200,272 \cdot 9,909$$

$$H = 1984,498 \text{ jam}$$

4.2.1.11 Gaya – Gaya Yang Diterima Poros Puli

Perhitungan yang diterima poros puli dapat diketahui dengan persamaan berikut :



Gambar 4.9 Gaya yang diterima Poros Puli

Karena yang digunakan adalah V-Belt maka rumus yang digunakan adalah :

$$F_R = 1,5 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Dimana :

F_R = Gaya yang diterima pada poros puli
 F_e = Gaya efektif
 α = sudut kontak

karena sudut kontak $> 120^\circ$ Maka rumus yang digunakan adalah

$$F_{R, \max} = 1,5 \cdot F_R = 2,25 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Jadi gaya yang diterima poros puli driven atau puli yang digerakan adalah :

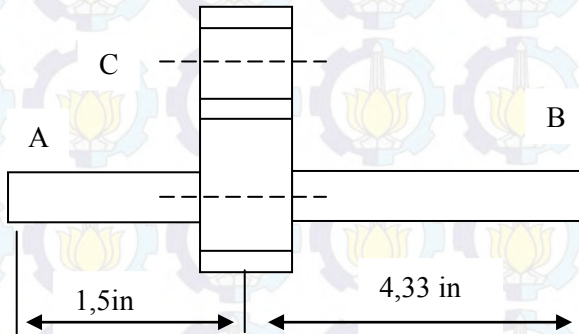
$$F_{R.max} = 1,5 \cdot F_R = 2,25 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_{R.max} = 1,5 \cdot F_R = 2,25 \cdot 29,057 \text{ kgf} \cdot \sin \frac{176,869^\circ}{2}$$

$$F_{R.max} = 1,5 \cdot F_R = 65,313 \text{ N}$$

$$F_R = 43,542 \text{ N}$$

4.3 Perhitungan Poros



a. Momen Torsi

$$\begin{aligned} M_t &= 63000 \frac{\text{N}}{\text{in}} \\ &= 63000 \frac{3,5}{1804} \\ &= 122,5 \text{ lbf.in} \end{aligned}$$

b. Momen Bending

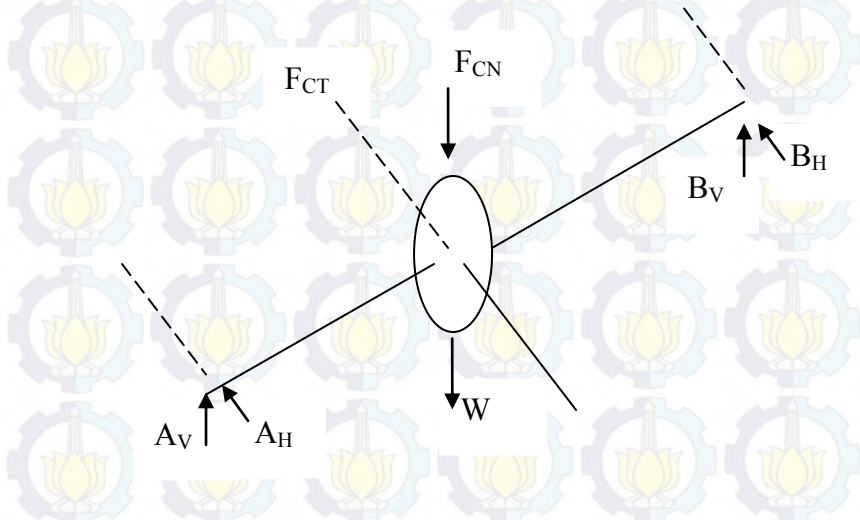
1. Gaya tangensial di titik C

$$F_{CT} = \frac{M_t}{r} = \frac{122,5 \text{ lbf.in}}{0,787 \text{ in}} = 155,654 \text{ lbf}$$

2. Gaya Normal di titik C

$$\begin{aligned} F_{CN} &= F_{CT} \tan 20^\circ \\ &= 56,653 \end{aligned}$$

3. Skema Gaya-gaya



4. Reaksi Tumpuhan

a. Arah Horizontal

$$\Sigma M_A = 0$$

$$1,5 F_{CT} = 5,83 B_H$$

$$B_H = \frac{(1,5 \cdot 155,654)}{5,83}$$

$$= 40,048 \text{ lbf}$$

$$A_H + B_H = F_{CT}$$

$$A_H = F_{CT} - B_H$$

$$= 155,654 - 40,048$$

$$= 115,606 \text{ lbf}$$

b. Arah Vertikal

$$\Sigma M_A = 0$$

$$1,5 W + 1,5 F_{CN} = 5,83 B_V$$

$$B_V = \frac{1,5 W + 1,5 F_{CN}}{5,83}$$
$$= \frac{1,5 \cdot 120 + 1,5 \cdot 56,653}{5,83}$$

$$= 45,451 \text{ lbf}$$

$$A_V + B_V = W + F_{CN}$$

$$A_V = W + F_{CN} + B_V$$

$$= 120 + 56,653 + 45,451$$

$$= 131,202 \text{ lbf}$$

4.4 Perhitungan Bearing

4.4.1 Perhitungan Beban Ekvivalen

Untuk gaya horizontal (F_H) dan gaya vertikal (F_V) sudah dihitung di atas diperoleh

$$F_H = 45,451 \text{ lbf}$$

$$F_V = 131,202 \text{ lbf}$$

Untuk mengetahui beban radial (F_r) dilakukan dengan perhitungan dibawah.

Gaya Radial Bantalan:

$$F_r = \sqrt{(115,606 \text{ lbf})^2 + (131,202 \text{ lbf})^2}$$

$$F_r = 174,853 \text{ lbf}$$

Maka beban radial yang didapatkan adalah 174,853 lbf

Bearing/ bantalan yang digunakan adalah tipe ball bearing- single row karena bearing ini kemampuan menerima beban aksial dapat mencapai 70% dari beban radial maka, dipilih diameter-

dalam bearing 40mm (Type 6080) disesuaikan dengan diameter poros.

Untuk mengetahui beban aksial dan beban radial yang diterima oleh bearing maka beban ekivalen dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = F_s (V.X.F_r + Y.F_a)$$

Dimana: F_s = Uniform and steady load ball bearing 1,0 (Pada lampiran table D1)

F_r = Maka beban radial (174,853 lbf)

F_a = Karena beban aksial tidak ada maka harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, jadi nilai $X= 1$ dan $Y = 0$ (sumber: *Deustschman, 1975:482*)

V = Faktor putaran konstan bernilai (1,0 untuk ring dalam berputar)

X = Konstan radial

Y = Konstan aksial

Jadi besarnya beban eqivalen adalah :

$$\begin{aligned} P &= F_s (V.X.F_r + Y.F_a) \\ &= 1,0 (1,0 . 1 . 174,853 \text{ lbf} + 0.0) \\ &= 174,853 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.4.2 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bearing/bantalan maka dapat dilakukan perhitungan seperti dibawah berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \frac{10^6}{60 . n}$$

Dimana: L_{10} =Umur bearing, jam kerja

C = Beban dinamis di dapatkan dari diameter-dalam bearing yaitu 40 mm dengan dimension series (ball bearing-single row deep-groove) maka akan didapat nilai 7040 lb dapat dilihat (lampiran table D5)

n = Putaran poros. (1000 rpm)

P = Beban ekivalen (174,853 lbf)

b = Konstanta beban. (b= 3 untuk ball bearing)

Maka :

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \\ &= \left(\frac{7040 \text{ lb}}{174,853 \text{ lbf}} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.1000 \text{ rpm}} \text{ jam kerja} \\ &= 65265,855 \cdot \frac{1000000}{60000} \text{ jam kerja} \\ &= 1.087.764 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

4.4.3 Besar Daya Yang Hilang Dibantalan

Akibat adanya gesekan ini,akan kehilangan daya,secara pendekatan kehilangan daya dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$f_{HP} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \cdot hp$$

Sebelumnya diketahui yaitu tipe (ball bearing-single row, deep-groove) direncanakan dengan diameter- dalam bearing (40 mm = 1,57 in)

Dimana:

hp = Daya yang hilang karena torsi gesek

n = Putaran poros (1000 rpm)

d = Diameter lubang bantalan (1,57 in)

Fr = Gaya radial pada bantalan (174,853 lbf)

f = Koefisien gesek dari bearing dapat di lihat pada (lampiran tabel D2 pada waktu start radial)

Sehingga :

$$f_{HP} = \frac{0,0025 \cdot 174,853 \text{ lbf} \cdot 1,57 \text{ in} \cdot 1000 \text{ rpm}}{126.050}$$

$$f_{HP} = 0,01851 \text{ hp}$$

Maka diketahui daya yang hilang di bantalan sebesar (0,01851 Hp)

4.5 Perhitungan Pasak

Pada perencanaan dimensi pasak, bahan pasak direncanakan menggunakan bahan baja AISI 1030 dan bahan poros baja AISI 1040, sehingga didapat data – data sebagai berikut :

S_{yp} = Tegangan ijin bahan pasak menggunakan baja AISI 1030 yang mempunyai nilai S_{yp} 15 kgf/mm^2 dan S_{yp} poros 55 kgf/mm^2 (lampiran 8)

W = Lebar pasak $9,525 \text{ mm}$ (Tabel D₆)

sf = Angka keamanan = $2,5$

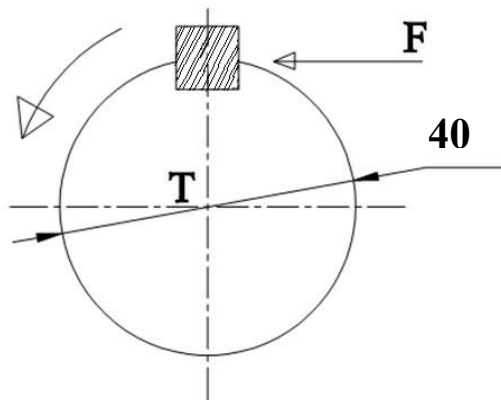
K_s = Koefisien tegangan geser ($0,6$)

K_c = Koefisien tegangan kompresi ($1,2$)

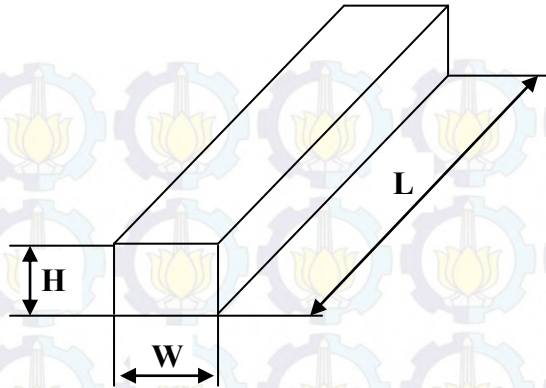
D = Diameter poros 40 mm

- Momen pada poros

$$\begin{aligned} T_2 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,6 \text{ kW}}{1804 \text{ rpm}} \\ &= 1.403,76 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$



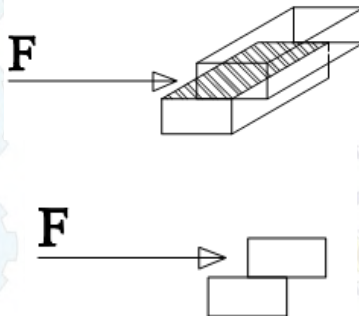
Gambar 4.10 Pasak pada Poros



Gambar 4.11 Dimensi Pasak

4.5.1 Perhitungan panjang pasak pada poros utama berdasarkan tegangan geser

Sesuai dengan dimensi pasak diatas, pasak yang dipakai adalah pasak tipe bujur sangkar atau *Square*, maka dapat di simpulkan bahwa H (*height* / tinggi) = W (*wide* / lebar).



Gambar 4.12 Tegangan geser pada pasak

Sehingga tegangan geser pada pasak dapat dihitung sebagai berikut:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{D/2}{W \cdot L} = \frac{T}{W \cdot L \cdot D/2}$$

$$= \frac{2T}{W \cdot L \cdot D}$$

Maka supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot T_2}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_s \cdot Syp}{sf} \dots\dots\dots (2.24)$$

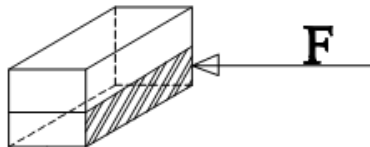
$$L \geq \frac{2 \cdot T_2 \cdot sf}{W \cdot D \cdot K_s \cdot Syp}$$

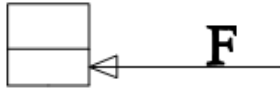
$$\geq \frac{2 \cdot 1.403,76 \text{ kgf mm} \cdot 2,5}{9,525\text{mm} \cdot 40\text{mm} \cdot 0,6 \cdot 15\text{kgf/mm}^2}$$

$$\geq 2,046 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat disimpulkan bahwa panjang minimal pasak yang diijinkan adalah 2,046 mm. Jadi pasak yang digunakan berukuran 2cm sudah aman.

4.5.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi





Gambar 4.13 Gaya kompresi pada pasak

Sehingga tegangan kompresi pada pasak dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\tau = \frac{F}{A} &= \frac{\frac{T}{D/2}}{1/2 W \cdot L} = \frac{T}{1/2 W \cdot L \cdot D/2} = \frac{T}{\frac{W \cdot L \cdot D}{4}} \\ &= \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}\end{aligned}$$

Maka supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_c \cdot S_{YP}}{sf} \dots \dots \dots (2.25)$$

$$L \geq \frac{4 \cdot T \cdot sf}{K_c \cdot S_{yp} \cdot W \cdot D}$$

$$\frac{4 \cdot 1.403,76 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{9,525 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 1,2 \cdot 15 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$\geq 2,046 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat disimpulkan bahwa panjang minimal pasak yang diijinkan adalah 2,046 mm. Jadi pasak yang digunakan berukuran 2cm sudah aman.

4.6 Hasil Rancangan Alat



Gambar 4.14 Foto Mesin Pencacah Rumput Gajah

4.7 Hasil Percobaan

Setelah mesin pencacah rumput gajah jadi, kemudian dilakukan percobaan mencacah rumput gajah. Dibawah ini adalah hasil percobaan dengan menggunakan mesin pencacah tersebut.

Tabel 4.2 Hasil Cacahan Rumput Gajah

NO	Waktu percobaan (min)	Hasil cacahan rumput gajah (kg)	Kapasitas kg/s
1	1 menit	0,5 kg	0,008 kg/s
2	1 menit	0,6 kg	0,01 kg/s
3	1 menit	0,65 kg	0,010 kg/s
4	1 menit	0,55 kg	0,009 kg/s
Jumlah		2,3 kg	

Untuk nilai rata-rata dari cacahan rumput gajah hasil percobaan:

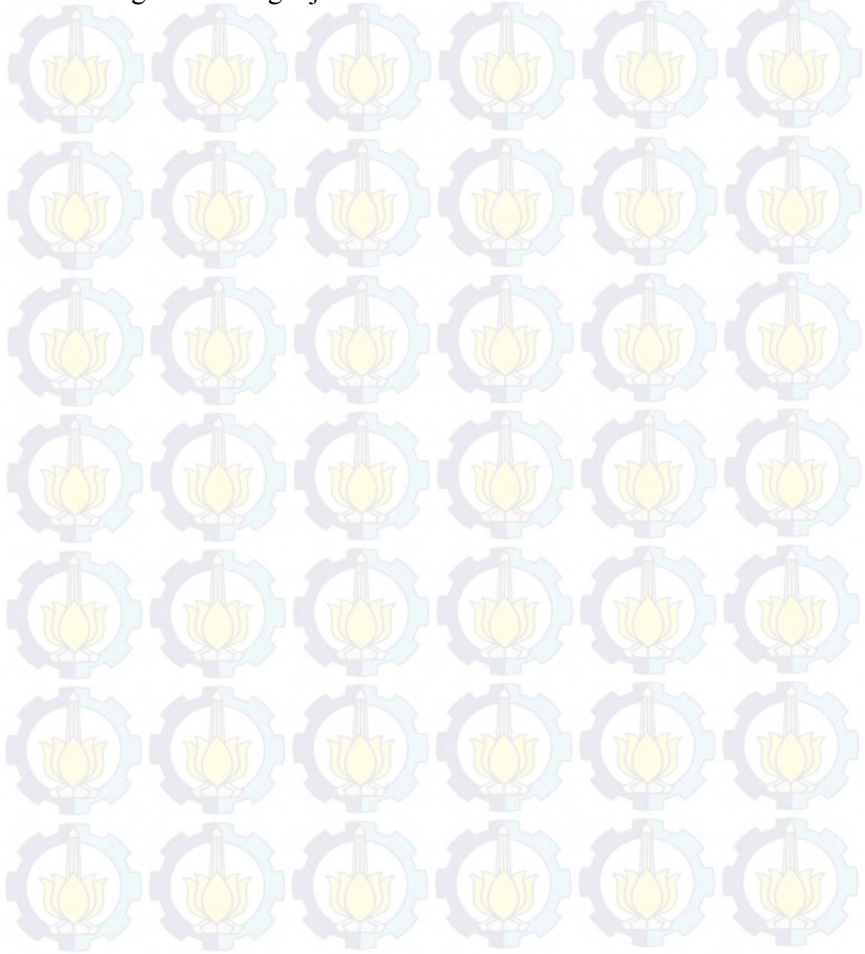
$$Q = \frac{23 \text{ kg}}{4 \text{ menit}}$$
$$= 0,575 \text{ kg/min} = 34,5 \text{ kg/jam}$$

Kapasitas yang mampu di peroleh oleh alat Pencacah Rumput Gajah adalah 34,5 kg/jam.

4.8 Pembahasan

Dari hasil pembuatan alat ini menunjukkan bahwa mesin dapat berjalan dengan lancar dan sesuai dengan kapasitas yang

diinginkan yaitu 1350 kg/jam namun, masih ada hal-hal yang kurang sempurna, misalnya hasil cacahannya tidak sama. Dan perlu adanya penyempurnaan lebih lanjut sehingga tidak hanya dapat mencacah rumput gajah saja tetapi juga dapat mencacah berbagai jenis bahan-bahan yang lain seperti, plastic, daging, ranting dan berbagai jenis daun.





BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan pembahasan maka didapatkan sistem transmisi mesin pencacah rumput gajah sebagai berikut:

1. diameter Puli I besarnya 70mm, puli 2 besarnya 97 mm, dan ditambah dengan puli yang berfungsi untuk mengencangkan (iddle puli) Dengan bahan besi tuang (cast iron) untuk puli 1 dan 2, sedangkan puli 3 dari bahan plastik.
2. Dari perencanaan belt maka dipilih jenis belt maupun bahan belt yang dipergunakan yaitu :
 - Panjang belt = 1321 mm
 - Bahan belt = rubber canvas
 - Jenis V-Belt tipe (A) dengan :
 - Tebal (h) : 8 mm
 - Lebar (b) : 13 mm
 - Luasan (A) : 81 mm²
 - Umur belt = 1984 jam
3. Bearing/bantalan yang dipergunakan yaitu:
 - Diameter –dalam bearing 40 mm (Merk Koyo 6208)
 - Jenis bearing : (ball bearing-single row deep-groove)
 - Umur bearing : 1.087.764 jam kerja
4. Dimensi Pasak :
 - Panjang : 2 cm
 - Lebar :

5. Kapasitas mesin pencacah rumput gajah yang dihasilkan mencapai 34,5 kg/jam.

5.2 Saran

Pembuatan Mesin pencacah rumput gajah diharapkan membantu pembuatan pakan ternak fermentasi dapat berlangsung, memungkinkan cadangan makanan ternak tetap terpenuhi walau saat persediaan oleh alam sedang langka.

Lampiran 1 BELT

Tabel A₁ : Faktor Koreksi

Faktor koreksi							
Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak $\leq 200^{\text{kg}}$			Momen puntir puncak $> 200^{\text{kg}}$		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajang, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor bubuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor ember, sekrap, pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Lampiran A2

Features	Specs	Performance Curve	
Engine Type	Air-cooled 4-stroke OHV	Dimensions	
Bore x Stroke	60 X 42 mm	Length (min)	11.7" (297 mm)
Displacement	118 cm3	Width (min)	13.6" (346 mm)
Net Power Output*	3.5 HP (2.6 kW) @ 3,600 rpm	Height (min)	13.0" (329 mm)
Net Torque	5.4 lb-ft (7.3 Nm) @ 2,500 rpm	PTO Shaft Options	
PTO Shaft Rotation	Counterclockwise (from PTO shaft side)	L type	Reduction type PTO
Compression Ratio	8.5:1	Q type	Straight shaft
Lamp/Charge coil options	25W, 50W	S type	Straight shaft (metric)
Carburetor	Butterfly	T type	Straight shaft
Ignition System	Transistorized magneto	AR type	Rammer
Starting System	Recoil		
Lubrication System	Splash		
Governor System	Mechanical		
Air cleaner	Dual Element		
Oil Capacity	0.59 US qt. (0.56 L)		
Fuel Tank Capacity	2.1 U.S. qts (2.0 liters)		
Fuel	Unleaded 86 octane or higher		
Dry Weight	29 lbs. (13.0 kg)		

Tabel A₃ : Ukuran V-Belt

Tabel 3-10. Dimensi V-belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Tabel A4 : V-Belt Standar (bertanda *)

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	*132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	*138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	*142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	*148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*62	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel A₅ : Panjang V-Belt Standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Tabel A₆ : Panjang V-Belt Sempit

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk*	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V 250	635	631	5V 500	1270	1262
3V 265	673	669	5V 530	1346	1338
3V 280	711	707	5V 560	1422	1414
3V 300	762	758	5V 600	1542	1516
3V 315	800	796	5V 630	1600	1592
3V 355	851	847	5V 670	1702	1694
3V 355	902	898	5V 710	1803	1795
3V 375	953	949	5V 750	1905	1897
3V 400	1016	1012	5V 800	2032	2024
3V 425	1080	1076	5V 850	2159	2151
3V 450	1143	1139	5V 900	2286	2278
3V 475	1207	1203	5V 950	2413	2405
3V 500	1270	1266	5V 1000	2540	2532
3V 530	1346	1342	5V 1060	2692	2684
3V 560	1422	1418	5V 1120	2845	2837

Tabel A₇ : Overload Faktor

Table 10-4 Overload Factor, K_o (for speed increasing and decreasing drives)*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

* For speed increasing drives of spur and bevel gears (but not helical and herringbone gears), add $0.01 (n/n_p)^2$ to the factors in Table 10-4, where n/p = number of teeth in pinion;

N_{ig} = number of teeth in pinion.

SOURCE: AGMA

Tabel A₈ : Diameter Minimum Pulley yang Diizinkan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Tabel A₈ :Diameter Pulley

(All dimensions in mm)

Type of belt	w	d	a	c	f	e	No. of sheave grooves (n)	Groove angle (2β) in degrees
A	11	12	3.3	8.7	10	15	6	32, 34, 38
B	14	15	4.2	10.8	12.5	19	9	32, 34, 38
C	19	20	5.7	14.3	17	25.5	14	34, 36, 38
D	27	28	8.1	19.9	24	37	14	34, 36, 38
E	32	33	9.6	23.4	29	44.5	20	-

Note : Face width (B) = (n - 1) e + 2 f

Tabel A₉ : Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woollen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Thickness t in mm	20-300	20-500	30-250	30-300	20-135	15-55
Thickness h in mm	Single 3-5,5, double 7,5-10	2,5-13,5	4,5-6,5-8,5	6-9-11	1,75-2,5-3,1	1,75
Ultimate tensile strength in kg/cm ²	200	400 (without layers), 370 (with layers)	350-400	300	300	500
Minimum elongation	13% at 100 kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
$\frac{D_{min}}{h}$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended maximum velocity v_{max} in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight γ in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	1.2	1.0
Stitching a	29	25	21	18	23	21
Formula (191) ω	300	100	150	150	200	150
Modulus of elasticity E_t in kg/cm ²	1,000-1,500	800-1,200	300-600	-	1,000-1,300	-

Tabel A₁₀ : Tipe dimensi dan V belt ganti

Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)				
	O	A	B	C	D	E	P	1	2	3	4	5
Cross-section area F in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7
conformity with the standard, design or inner length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constants in formula (SI)	a	23	25	28	30	32	32					
	w	100	120	180	215	280	350	440				
Minimum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42					
Standard sizes of pulley grooves (Fig. 125) *	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43				
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5				
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58				
	s	8	10	12.5	17	24	29	38				
φ°	34-40				36-40		38-40					

Note: The angle of groove (φ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

Lampiran 2

Sudut kontak dan panjang belt
(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulle	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2Ap}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_2)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_2 + D_2)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_2)}{2}$

Lampiran 3

Tabel C₁ : konversi

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.491 15 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036 126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Tabel C₂ : lanjutan

TABLE. 1 Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K	
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Tabel C₃ : lanjutan

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Specific kinetic energy (V^2)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature	
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant	
$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L}/\text{kmol} \cdot \text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
	$= 10.7317 (\text{lbf}/\text{in}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
Velocity	
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in}^3$

Lampiran 4 D BEARING

Tabel D₁ : Tabel service faktor ball bearing

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Tabel D₂ : Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

Tabel D₃ : Tabel Faktor X,Y

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings									
Contact angular α , deg	$f(Fa/Co)$	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				θ	
		$(Fa/V.Fr) > e$		$(Fa/V.Fr) < e$		$(Fa/V.Fr) > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial Contact Ball Bearing									
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028		1,99				1,99	0,22	
	0,056		1,71				1,71	0,26	
	0,084		1,55				1,55	0,28	
	0,110		1,45				1,45	0,30	
	0,170		1,31				1,31	0,34	
	0,260		1,15				1,15	0,38	
	0,420		1,04				1,04	0,42	
	0,560	1,00			1,00	0,44			
Angular Contact Ball Bearing									
5	0,014	0,56	2,30	Use X, Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	2,78	0,78	3,74	0,23	
	0,028		1,99				2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71				2,07	2,78	0,30
	0,084		1,55				1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45				1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31				1,59	2,13	0,40
	0,260		1,15				1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04				1,26	1,68	0,50
	0,560	1,00	1,21	1,63	0,52				
10	0,014	0,46	1,85	1,0	2,15	0,75	2,30	0,19	
	0,028		1,71				1,96	1,99	0,22
	0,057		1,52				1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41				1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34				1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23				1,42	1,31	0,34
	0,260		1,10				1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01				1,17	1,04	0,42
	0,570	1,00	1,16	1,00	0,44				

Catatan

$Fa/V.Fr = e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$ (Single-row Bearing)

Sumber: Dentschman, 1975

Tabel D₄ : lanjutan

Table 9-6 Load ratings and values of X and Y for single row, spherical roller bearings (inch size) * (C_0 = basic static load rating; C = basic load rating, i.e. basic dynamic load rating)

Bore dia., in.	O.D., in.	Assembly Width, in.	ϵ	$\frac{F_a}{F_r} > e^*$		C_{10} , lb	C , lb	Bore dia., in.	O.D., in.	Assembly Width, in.	ϵ	$\frac{F_a}{F_r} > e^*$		C_{10} , lb	C , lb
				X	Y							X	Y		
1.0000	2.3750	0.781	0.51	0.40	1.17	4650	6060	2.5000	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	
1.1250	2.3750	0.781	0.51		1.17	4650	6060	2.6250	4.4677	0.948	0.37	1.61	17800	18600	
1.1875	2.6250	0.812	0.48		1.25	5590	7170	2.6250	5.0000	1.094	0.42	1.44	20300	22800	
1.2500	2.6250	0.812	0.48		1.25	5590	7170	2.7500	5.1172	1.062	0.33	1.59	20700	21700	
1.3775	2.8345	0.670	0.44		1.37	6300	7640	2.7553	5.9045	1.188	0.40	1.49	26000	30000	
1.5000	2.8345	0.670	0.44		1.37	6300	7640	2.9522	5.1172	1.062	0.38	1.59	20700	21700	
1.5743	3.1496	0.828	0.47		1.27	7470	9130	3.0000	5.1172	1.062	0.38	1.59	20700	21700	
1.7500	3.3464	0.812	0.45		1.34	8650	10500	3.0000	5.9045	1.109	0.38	1.57	25800	26200	
1.7712	3.3464	0.812	0.45		1.34	8650	10500	3.3457	5.9045	1.109	0.40	1.57	25800	26200	
1.9375	3.5433	0.787	0.40		1.49	9700	11100	3.4375	6.0000	1.562	0.43	1.39	33000	31700	
1.9680	3.5433	0.787	0.40	1.49	9700	11100	3.5000	6.0000	1.562	0.43	1.39	33000	31700		
1.9680	3.9370	0.828	0.45	1.34	13600	15800	3.5100	6.0000	1.562	0.43	1.39	33000	31700		
1.9680	4.3299	1.063	0.48	1.24	16800	19200	3.5425	7.4792	1.419	0.38	1.60	50500	48100		
2.0000	3.9370	0.828	0.40	1.49	12900	13800	3.6250	6.0000	1.562	0.43	1.39	33000	31700		
2.1648	3.9370	0.828	0.40	1.49	12900	13800	3.6250	7.0666	1.339	0.36	1.67	39700	40600		
2.1875	3.9370	0.828	0.40	1.49	12900	13800	3.7402	7.0666	1.339	0.36	1.67	39700	40600		
2.2500	3.9370	0.828	0.40	1.49	12900	13800	3.9375	7.0856	1.495	0.36	1.67	39700	40600		
2.2500	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.0000	7.4792	1.419	0.38	1.60	50500	48100		
2.3616	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.1331	7.4792	1.419	0.38	1.60	50500	48100		
2.4375	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.7236	8.4634	1.718	0.37	1.63	61500	59500		

SOURCE: Data from *Bearing Technical Journal*, FMC Corporation, Link-Belt Bearing Division, Indianapolis, Ind., 1970. The data applies to Link-Belt series A 2000S.
 * For $F_a/F_r \leq e$, $X = 1.0$ and $Y = 0$.

Table 9-7 Value of Y for double row, spherical roller bearings*

Bearing Bore, mm	Dimension Series 22		Dimension Series 23		Dimension Series 30		Dimension Series 31		Dimension Series 32	
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y
40	—	—	0.40	1.70	2.53	—	—	—	—	—
45	0.28	2.39	3.56	0.39	1.74	2.59	—	—	—	—
50	0.26	2.57	3.83	0.39	1.73	2.57	—	—	—	—
55	0.26	2.64	3.93	0.38	1.76	2.62	—	—	—	—
60	0.26	2.58	3.84	0.38	1.79	2.66	—	—	—	—
65	0.26	2.55	3.80	0.37	1.84	2.74	—	—	—	—
70	0.25	2.69	4.00	0.36	1.86	2.77	—	—	—	—
75	0.24	2.82	4.20	0.38	1.79	2.67	—	—	—	—
80	0.24	2.84	4.24	0.36	1.86	2.76	—	—	—	—
85	0.24	2.80	4.17	0.36	1.86	2.77	—	—	—	—
90	0.25	2.69	4.00	0.36	1.89	2.82	—	—	—	—
95	0.26	2.57	3.83	0.36	1.86	2.77	—	—	—	—
100	0.27	2.54	3.79	0.37	1.83	2.72	—	—	—	—
110	0.27	2.46	3.66	0.36	1.90	2.82	—	—	—	—
120	0.27	2.50	3.72	0.35	1.92	2.85	0.24	2.80	4.16	0.31
130	0.28	2.44	3.63	0.35	1.91	2.84	0.25	2.76	4.11	0.30
140	0.27	2.48	3.69	0.36	1.87	2.79	0.24	2.82	4.20	0.20
150	0.27	2.48	3.71	0.36	1.89	2.81	0.24	2.86	4.26	0.32
160	0.28	2.44	3.63	0.35	1.90	2.83	0.24	2.84	4.22	0.32
170	0.28	2.42	3.60	0.35	1.93	2.87	0.25	2.75	4.09	0.31
180	0.27	2.51	3.73	0.35	1.95	2.91	0.25	2.66	3.96	0.31
190	0.27	2.48	3.70	0.34	1.96	2.91	0.25	2.74	4.08	0.32
200	0.27	2.46	3.67	0.35	1.95	2.90	0.25	2.67	3.98	0.32
220	0.27	2.48	3.70	0.33	2.03	3.02	0.25	2.67	3.97	0.32
240	0.27	2.47	3.68	—	—	—	0.24	2.78	4.13	0.31
260	—	—	—	—	—	—	0.25	2.74	4.08	—
280	—	—	—	—	—	—	0.24	2.81	4.17	—
300	—	—	—	—	—	—	0.24	2.79	4.15	—

SOURCE: Data from *Bearing Technical Journal*, FMC Corporation, Link-Belt Bearing Division, Indianapolis, Ind., 1970.
 * For all dimension series, $X = 1.00$ for $F_a/F_r \leq e$ and $X = 0.87$ for $F_a/F_r > e$.

Tabel D₅ : Tabel standar dimension and load rating of radial rolling bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(C₀ = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing	Outside	Max	Dimension Series 03													
			Bore, d	Dia. D	Fillet	Width	Self aligning		Single Row		Angular		Cylindrical		Spherical	
							Ball Bearing	Deep Groove Ball Bearing	Contact	Sleep angle Ball Bearing	Roller Bearing	Roller Bearing				
													Co	C	Co	C
4	16	0,012	5													
5	19	0,012	6													
6																
7																
8																
9																
10	35	0,024	11			845	1400									
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680									
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960									
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340									
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000							
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700			
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500			
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800			
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700			
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000			
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300			

Sumber : Deutchman, 1975

Tabel D6 : Tabel Pemilihan Pasak

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Minimum	Maximum	Advancing by Increments of
$1/2 - 9/16$	$1/8$	$1/8$	$1/8$	$3/32$	-0.0020	+0.0020	$1/2$	2	$1/4$
$5/8 - 7/8$	$3/16$	$3/16$	$3/16$	$1/8$	-0.0020	+0.0020	$3/4$	3	$3/8$
$1 1/16 - 1 1/4$	$1/4$	$1/4$	$1/4$	$3/16$	-0.0020	+0.0020	1	4	$1/2$
→ $1 5/16 - 1 3/8$	$5/16$	$5/16$	$5/16$	$1/4$	-0.0020	+0.0020	$1 1/4$	$5 1/4$	$5/8$
$1 7/16 - 1 3/4$	$3/8$	$3/8$	$3/8$	$1/4$	-0.0020	+0.0020	$1 1/2$	6	$3/4$
$1 13/16 - 2 1/4$	$1/2$	$1/2$	$1/2$	$3/8$	-0.0025	+0.0025	2	8	1
$2 5/16 - 2 3/4$	$5/8$	$5/8$	$5/8$	$7/16$	-0.0025	+0.0025	$2 1/2$	10	$1 1/4$
$2 7/8 - 3 1/4$	$3/4$	$3/4$	$3/4$	$1/2$	-0.0025	+0.0025	3	12	$1 1/2$
$3 3/8 - 3 3/4$	$7/8$	$7/8$	$7/8$	$5/8$	-0.0030	+0.0030	$3 1/2$	14	$1 3/4$
$3 7/8 - 4 1/2$	1	1	1	$3/4$	-0.0030	+0.0030	4	16	2
$4 3/4 - 5 1/2$	$1 1/4$	$1 1/4$	$1 1/4$	$7/8$	-0.0030	+0.0030	5	20	$2 1/2$
$5 3/4 - 6$	$1 1/2$	$1 1/2$	$1 1/2$	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

* This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.
 $1 1/2$ in. length instead of $4 3/8$ in.

Lampiran 8

Tabel Bahan Poros Dan Pasak

Tabel 1.5 Standar baja.		
Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45	ASTM A105-73
	50,55	
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM25	BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

Lanjutan :

Tabel Bahan Poros Dan Pasak

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.				
Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Kelompok Bahan	Lambang Bahan	Kekuatan Tarik σ_b (kg/mm ²)	Kekerasan (brinell) Hb	Tegangan Lent yang diizinkan
Besi Cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja Cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	53	149-207	26

DAFTAR PUSTAKA

1. Aron Deuschment : *Machine Design Theory*, Collier Macmillan International Editor, London, 1985.
2. Dobrovolsky : *Machine Design Data Handbook*, McGraw Hill, Inc.new York,1994.
3. Hibbeler, R..C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics* : UpperSaddleRiver, Prentice-Hall
4. Mott, Robert L. 2009. **Elemen – Elemen Mesin dalam Perancangan Mekanik**. Yogyakarta : Penerbit ANDI Yogyakarta.
5. Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta
6. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1987. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 6th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita 1987.
7. Supradian, Agus 2013. **Sistem Transmisi Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 Kg/Jam**. Laporan Tugas Akhir. FTI - ITS, Jurusan D3 Teknik Mesin.
8. Widiyono, Eddy., Suhariyanto., Hari Subianto, *Teori dan Praktikum Ilmu Bahan* Jurusan D3 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Insitut Teknologi Sepuluh November, 2011.
9. www.wikipedia.com dan *Bearinghouse.net*



BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 6 Januari 1993 di Gresik. Provinsi Jawa Timur pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi TK Dharma wanita Mentaras Dukun Gresik, SDN Mentaras Dukun Gresik, SMPN 1 Sidayu Gresik, SMK N Cerme Gresik. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan mengambil bidang studi Manufaktur pada tahun 2012. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif berorganisasi, penulis menjabat menjadi Staff Departement Devisi Semi Otonom Bengkel 2014-2015 himpunan mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS, dan penulis aktif didalam kegiatan organisasi 2014-2015. Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Semen Indonesia Tuban, Jawa Timur. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: hnfuchhd3mits@gmail.com dan untuk email lain hnfuchh93@gmail.com.